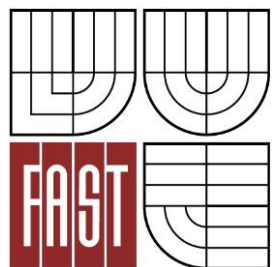




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ  
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING  
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## VYBRANÉ JEVY PŘI PŘENOSU TEPLA VZDUCHOTECHNIKOU

SELECTED HEAT TRANSFER PHENOMENA IN AIR CONDITIONING

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

BC. PETRA VOJKŮVKOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. ONDŘEJ ŠIKULA, Ph.D.

BRNO 2014



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

<b>Studijní program</b>	N3607 Stavební inženýrství
<b>Typ studijního programu</b>	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
<b>Studijní obor</b>	3608T001 Pozemní stavby
<b>Pracoviště</b>	Ústav technických zařízení budov

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>Diplomant</b>	Bc. Petra Vojkůvková
<b>Název</b>	Vybrané jevy při přenosu tepla vzduchotechnikou
<b>Vedoucí diplomové práce</b>	doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D.
<b>Datum zadání diplomové práce</b>	31. 3. 2013
<b>Datum odevzdání diplomové práce</b>	17. 1. 2014
V Brně dne 31. 3. 2013	

.....  
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.  
Vedoucí ústavu

.....  
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc.,  
MBA  
Děkan Fakulty stavební VUT

## **Podklady a literatura**

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

## **Zásady pro vypracování**

### **A. Analýza tématu, cíle a metody řešení**

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

### **B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení**

Návrh technického řešení ve variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Hodnocení navržených variant řešení (např. z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.)

### **C. Experimentální a simulační řešení a zpracování výsledků.**

Experimenty realizované v laboratoři i v reálném provozu postihující zadanou problematiku. Počítačová simulace souvisejících fyzikálních dějů.

- práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony a vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb

## **Předepsané přílohy**

.....  
doc. Ing. Ondřej Šíkula, Ph.D.  
Vedoucí diplomové práce

## **Abstrakt**

Numerické modelování je vědecká metoda, která popisuje vlastnosti zkoumaného systému pomocí experimentů nejčastěji na jeho matematicko-fyzikálním modelu. Předložená diplomová práce využívá této metody pro objasnění dějů probíhajících ve dvou odlišných soustavách. Nejprve se zabývá návrhem vzduchotechnických systémů budov se zaměřením na směšovací komory. Tato část se soustřeďuje na problematiku vzniku kondenzace vodní páry ve směšovacích komorách za podmínek, kdy výsledná teplota směsi neklesne pod křivku nasycení. Druhé zpracované téma spadá do oblasti termomechaniky aplikované v potravinářské výrobě. Zkoumá teplotní pole v plastovém zásobníku plněného kečupem s cílem posoudit možnost vzduchového chlazení tohoto produktu.

## **Klíčová slova**

Kondenzace vodní páry, směšovací komora, sdílení tepla, kečup, teplotní pole, numerické modelování

## **Abstract**

Numerical simulation is a scientific method used to describe characteristics of examined system by means of experiments on its mathematical model. This thesis uses this method to elucidate the processes taking place in two different systems. Firstly it deals with the design of air conditioning systems for buildings, focusing on the mixing chambers. It focuses on the formation of condensation of water vapor in mixing chambers under conditions where the final temperature of the mixture does not drop below the saturation curve. Second prepared topic falls within the field of thermodynamics applied in food production. In order to assess the sufficiency of air-cooling method examines the thermal field in the product and evaluates the application of air-cooling assembly line in practice.

**Keywords**

Condensation of water vapor, mixing chamber, heat transfer, ketchup, temperature field, numerical modeling

## **Bibliografická citace VŠKP**

Bc. Petra Vojkůvková *Vybrané jevy při přenosu tepla vzduchotechnikou*.  
Brno, 2014. 131 s., 3 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně,  
Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce doc. Ing.  
Ondřej Šíkula, Ph.D..

**Prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval(a) samostatně a že jsem uvedl(a) všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 17.1.2014

.....  
podpis autora  
Bc. Petra Vojkůvková

**Poděkování:**

Na tomto místě bych ráda poděkovala vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Ondřeji Šikulovi, Ph.D. za odborné rady, ochotu a čas, které mi věnoval po dobu konzultací.



## Obsah

1	ÚVOD DO PROBLEMATIKY .....	13
2	NORMOVÉ A PRÁVNÍ PŘEDPISY .....	14
3	CÍL PRÁCE A METODY ŘEŠENÍ.....	14
<b>A. TEORETICKÁ ČÁST .....</b>		<b>16</b>
4	VLHKÝ VZDUCH .....	17
4.1	Vodní pára .....	17
4.2	Fyzikální vlastnosti vlhkého vzduchu .....	17
4.2.1	Daltonův zákon .....	18
4.2.2	Stavová rovnice .....	18
4.3	Vyjádření vlhkosti vzduchu .....	19
4.4	Diagramy vlhkého vzduchu .....	21
4.4.1	Mollierův $h$ - $x$ diagram .....	22
4.5	Směšování vzduchu .....	23
4.5.1	Směšování ve VZT jednotce .....	25
5	SDÍLENÍ TEPLA.....	26
5.1	Vedení tepla .....	27
5.1.1	Stacionární vedení tepla rovinnou stěnou .....	28
5.1.2	Stacionární vedení tepla válcovou stěnou.....	29
5.2	Proudění.....	31
5.2.1	Kriteriální rovnice .....	32
5.2.2	Základní fyzikální zákony popisující proudění tekutin.....	34
5.2.3	Počáteční a okrajové podmínky .....	36
6	NESTACIONÁRNÍ SDÍLENÍ TEPLA.....	37
6.1	Analytické řešení symetrického chladnutí válce.....	38
7	NUMERICKÉ ŘEŠIČE.....	40

7.1	Software CalA.....	41
7.2	Software ANSYS Fluent .....	42
8	METODY STANOVENÍ VYBRANÝCH FYZIKÁLNÍCH VELIČIN.....	42
8.1	Hustota .....	43
8.2	Měrná tepelná kapacita.....	44
8.3	Součinitel tepelné vodivosti .....	46
8.3.1	Stacionární metody .....	47
8.3.2	Nestacionární metody.....	49
9	KEČUP .....	50
9.1	Technologie výroby kečupu .....	50
9.2	Složení kečupu.....	51
	<b>B. APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ .....</b>	<b>52</b>
10	ÚVOD .....	53
11	CHARAKTERISTIKA OBJEKTU.....	53
12	TEPELNĚ VLHKOSTNÍ BILANCE .....	54
12.1	Tepelná zátěž .....	54
12.2	Vlhkostní zátěž .....	58
12.3	Tepelné ztráty.....	58
12.4	Shrnutí .....	59
13	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ SYSTÉMU .....	59
13.1	Současný stav .....	61
14	VARIANTY ŘEŠENÍ.....	64
14.1	Varianta č. 1 .....	64
14.2	Varianta č. 2 .....	67
15	DISTRIBUCE VZDUCHU .....	71
16	OCHRANA PROTI HLUKU .....	71

TECHNICKÁ ZPRÁVA .....	72
SPECIFIKACE.....	80
TABULKA VÝKONŮ .....	81
<b>C. EXPERIMENTÁLNÍ A SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ.....</b>	<b>82</b>
17 ÚVOD .....	83
18 KONDENZACE VODNÍ PÁRY VE SMĚŠOVACÍ KOMOŘE.....	83
18.1 Metodika měření.....	84
18.1.1 Vizuální prohlídka .....	84
18.1.2 Měření teploty a vlhkosti směšovaných proudů vzduchů .....	85
18.2 Řešení úpravy vzduchu .....	88
18.3 Simulace - metoda CFD.....	91
18.3.1 Grafické výstupy simulace.....	92
18.3.2 Porovnání simulace se skutečností.....	93
19 MĚŘENÍ VYBRANÝCH FYZIKÁLNÍCH VELIČIN .....	94
19.1 Hustota .....	94
19.2 Měrná tepelná kapacita.....	95
19.2.1 Měření 1.....	96
19.2.2 Měření 2.....	97
19.3 Součinitel tepelné vodivosti .....	99
19.3.1 Měření .....	99
19.4 Aproximační výpočet .....	101
20 CHLAZENÍ KEČUPU.....	103
20.1 Realizace experimentu .....	104
20.1.1 Chlazení kečupu konvekčním proudem vzduchu.....	104
20.1.2 Chlazení kečupu ve vodě.....	106

20.2	Simulace .....	107
20.2.1	Práce v softwaru CalA .....	108
20.2.2	Práce v softwaru Fluent .....	109
20.3	Výstupy ze simulací .....	111
20.3.1	Simulace chlazení konvekčním proudem vzduchu.....	111
20.3.2	Simulace chlazení kečupu ve vodě .....	114
20.4	Analytický výpočet.....	115
20.5	Porovnání naměřených hodnot s provedenými výpočty.....	117
20.6	Zhodnocení rychlosti chladnutí pro počáteční teplotu kečupu 92 °C.....	118
20.7	Kriteriální rovnice pro stanovení Nusseltova čísla .....	121
21	ZÁVĚR .....	122
	SEZNAM CITOVANÝCH ZDROJŮ .....	124
	SEZNAM POUŽITÝCH MĚŘÍCÍCH PŘÍSTROJŮ.....	127
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....	129
	SEZNAM PŘÍLOH .....	131

## 1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Numerické modelování zažívá v posledních letech velký rozmach. Řešení problémů pomocí výpočetní techniky se stává standardem, který se postupně přesouvá ze specializovaných akademických pracovišť i do praxe. Velkou měrou tomu přispívá technický vývoj, který vedl k dostupnosti výkonných počítačů a uživatelsky přívětivějšího prostředí simulačních softwarů. Jejich používání slouží k odhalování řady stavebních závad a špatných technických řešení.

Má diplomová práce se zaměřuje na dvě dílčí problematiky. V první řadě se zabývá kondenzací vodní páry ve směšovacích komorách. Hygienická bezpečnost a životnost vzduchotechnických jednotek závisí z velké části na vlhkosti jejich vnitřních povrchů. Dochází-li v jednotce k nekontrolovanému vzniku vlhkosti, může to mít zásadní vliv na výskyt koroze a plísní. S využitím numerického modelování, které umožňuje stanovit riziko vzniku kondenzace a přesně identifikovat, v kterých místech k ní dochází, přináším ověření výskytu kondenzace vzdušné vlhkosti v zadané směšovací komoře vzduchotechnické jednotky.

Simulační techniky se používá také při inovaci technologie a návrhu nových prototypů. Díky ní je umožněno předcházet špatným postupům, které by se daly označit typem „pokus - omyl“.

Druhá část mé diplomové práce se zabývá posouzením možnosti použití vzduchem chlazené linky v potravinářské výrobě. Stávající proces chlazení kečupů využívá způsobu adiabatického chlazení – skrápění vodou. Tato metoda nevyhovuje z hygienických i jiných důvodů, a proto se přistoupilo k hledání nových řešení chlazení. Technologie výroby kečupu má stanovené podmínky, které vyžadují dosažení požadovaných teplot za stanovený čas. V důsledku nevhodného způsobu chlazení by hrozilo riziko vzniku látek, které by degradovaly chuť a ovlivnily barvu potraviny. Numerickými řešiči získaná znalost teplotního pole ve výrobku umožní posoudit optimální návrh chladicí linky, na kterou je kladen požadavek provozu bez strojního chlazení.

## 2 NORMOVÉ A PRÁVNÍ PŘEDPISY

### Právní předpisy

- Zákon č. 183/2006, *o územním plánování a stavebním řádu.*
- Vyhláška 268/2009 Sb., *o technických požadavcích na stavby.*
- Nařízení vlády 272/2011 Sb., *o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.*
- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., *kterými se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci.*

### České technické normy

- ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov
- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN EN 12 831 Vytápěcí systém budov - Metoda výpočtu tepelné ztráty.
- ČSN 12 7010 Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- ČSN 73 0872 Ochrana staveb proti šíření požáru ve vzduchotechnickém zařízení
- ČSN EN 13 779 Větrání nebytových budov - Základní požadavky
- ČSN 73 0804 Požární bezpečnost staveb - Výrobní objekty

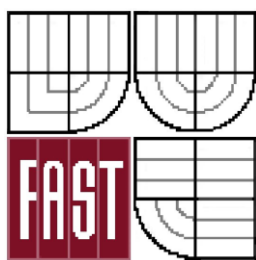
## 3 CÍL PRÁCE A METODY ŘEŠENÍ

Hlavním cílem mé diplomové práce je aplikace numerického modelování při řešení zadaných dějů spadajících do dvou tematických oblastí.

Svůj zájem jsem zaměřila na vznik kondenzace vodní páry ve směšovací komoře. Popsala jsem dosavadní způsoby stanovení kondenzace psychrometrickým diagramem a zaměřila se na speciální případ kondenzace vodní páry za podmínek, kdy výsledná teplota směsi neklesne pod křivku nasycení. Pro zpracování jsem použila metody experimentální a metodu

počítačového modelování dynamiky tekutin - metodu CFD. Pro proměřovanou VZT jednotku jsem navrhla vzduchotechnická opatření pro zamezení vzniku kondenzace vodní páry ve směšovací komoře a v souladu s platnými právními předpisy vypracovala návrh technického řešení v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení.

Druhé téma mé diplomové práce spadá do oblasti termomechaniky. Zde jsem se zabývala analýzou nestacionárního děje probíhajícího během chlazení kečupu v plastové nádobě při horkém rozlivu. Cílem mého zkoumání je zhodnocení možnosti praktického využití vzduchu, co by teplonosné látky při procesu chladnutí kečupu. Porovnávala jsem experimentálně změřená data získaná vlastním měřením s výsledky z numerických řešičů (CalA, Fluent). Při zpracování daného tématu jsem těžila ze znalostí získaných v předmětech termomechanika a základy modelování soustav technických zařízení budov.



**Vysoké učení technické v Brně**  
**Fakulta stavební**  
**Ústav technických zařízení budov**

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING  
Institute of Building Services

## **A. TEORETICKÁ ČÁST**

**Autor práce:**  
BRNO 2014

**Petra Vojkůvková**



## 4 VLHKÝ VZDUCH

Vzduch obklopující Zemi v jejím vzdušném obalu představuje základní teplonosnou látku vzduchotechnických systémů. V reálných podmínkách se vyskytuje jako směs vzduchu suchého a vodní páry. Suchý vzduch je složen ze směsi plynů, jejichž procentuální zastoupení zobrazuje tabulka 1. [11]

Tabulka 1: *Složky suchého vzduchu* [2]

Složka	Značka	Procentuální objem složky ve vzduchu [%]
Dusík	N <sub>2</sub>	78
Kyslík	O <sub>2</sub>	21
Argon	Ar	0,93
Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	0,03
Neon	Ne	$1,8 \cdot 10^{-3}$
Helium	He	$5,24 \cdot 10^{-4}$
Krypton	Kr	$1,0 \cdot 10^{-4}$
Vodík	H <sub>2</sub>	$5,0 \cdot 10^{-5}$
Xenon	Xe	$8,0 \cdot 10^{-6}$
Ozón	O <sub>3</sub>	$1,0 \cdot 10^{-6}$

### 4.1 Vodní pára

Vodní pára je plynné skupenství vody ve vzduchu. Kolik vodní páry vzduch pojme, je závislé na teplotě a tlaku vzduchu. Vzroste-li jeho teplota, zvýší se i objem vodní páry v dané jednotce objemu. Naopak při ochlazení vzduchu klesá množství vodní páry, které je daný objem vzduchu schopný pojmout. Dojde-li k poklesnutí teploty vzduchu pod rosný bod, nastane zkapalnění vodní páry neboli k jevu zvanému kondenzace. [2]

### 4.2 Fyzikální vlastnosti vlhkého vzduchu

Směs suchého vzduchu a vodní páry se nechová jako ideální plyn, protože při mísení obou složek vlhkého vzduchu závisí na teplotě a tlaku. Bude-li teplota nižší než odpovídající teplota syté vodní páry, dojde ke změně skupenství a vodní pára se vysráží v podobě mlhy. Klesne-li teplota pod teplotu

sublimační, přejde v led či sněh. Vodní páry je ve vzduchu velmi málo a celkový tlak směsi se neliší od atmosférického tlaku, proto se uvažuje pro účel praktických výpočtů vlhký vzduch za směs ideálních plynů, která se řídí Daltonovým zákonem a stavovou rovnicí. [2][11]

#### 4.2.1 Daltonův zákon

Pro směs ideálních plynů platí Daltonův zákon parciálních tlaků:

*Celkový tlak směsi několika vzájemně nereagujících plynů je roven součtu všech parciálních tlaků jednotlivých složek.*

Přičemž parciální (částečný) tlak je definován jako tlak, který by ve svém objemu plyn vytvořil, kdyby vyplňoval celý objem sám (při stejné teplotě).

$$p = p_A + p_V \quad (1.1)$$

$p$	celkový tlak
$p_A$	parciální tlak suchého vzduchu
$p_V$	parciální tlak vodní páry

Tento vztah platí dobře pro nízké a střední tlaky, v oblasti stavové rovnice ideálního plynu. Odchyly byly zjištěny teprve při vysokých tlacích [2].

#### 4.2.2 Stavová rovnice

Stavová rovnice vyjadřuje závislost mezi třemi základními stavovými veličinami (tlakem  $p$ , měrným objemem plynu  $v$  a teplotou  $T$ ) při termodynamických dějích v ideálním plynu. Lze ji vyjádřit v obecném tvaru:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (1.2)$$

$p$	tlak
$V$	objem
$n$	látkové množství
$R$	molární plynová konstanta
$T$	termodynamická teplota

Skutečné plyny se od této stavové rovnice více či méně odchylují, ale pro její jednoduchost se při výpočtech vlhkého vzduchu v běžné praxi využívá za podmínky běžných tlaků a teplot. Neplatí ovšem pro popis výpočtů kompresorů. [2]

### 4.3 Vyjádření vlhkosti vzduchu

Pro jednoznačné určení stavu vzduchu jsou nutné dvě základní stavové veličiny (nejčastěji teplota a tlak) a jedna veličina, která určí složení směsi neboli množství vody ve vzduchu. Pro vyjádření vodního obsahu obsaženého ve vzduchu existuje několik veličin. [2][11]

#### A. Veličiny určující stav páry nezávisle na vzduchu

**1. Absolutní vlhkost** – popisuje váhové množství vodní páry  $m_v$  obsažené v objemu  $V$  vlhkého vzduchu. Takto vyjádřená absolutní vlhkost vyjadřuje hustotu vzduchu při jeho parciálním tlaku  $p_v$ .

$$\rho_v = \frac{m_v}{V} \quad (1.3)$$

**2. Relativní vlhkost** – je to veličina nejčastěji používaná pro vyjádření vlhkosti vzduchu. Její rozměr udává míru nasycení vzduchu. Primárně je definována jako poměr absolutní vlhkosti k její maximální hodnotě nasycení při téže teplotě.

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_v''} = \frac{p_v}{p_v''} \quad (1.4)$$

Na relativní vlhkosti závisí mechanické a tepelné vlastnosti materiálů, proto je velmi důležitou veličinou.

**3. Stupeň nasycení vzduchu** – závisí na relativní vlhkosti a barometrickém tlaku a teplotě (tedy na poměru  $p/p_p$ ). Dosahuje nižších

hodnot než relativní vlhkost, ale za normálních podmínek (teplotě a tlaku) se liší od  $\varphi$  jen nepatrně.

$$\psi = \frac{x}{x''} = \varphi \frac{p - p_p''}{p - p_p} = \varphi \frac{\frac{p}{p_p} - 1}{\frac{p}{p_p} - \varphi} \quad (1.5)$$

## B. Veličiny udávající poměr mezi množstvím páry a vzduchu

**1. Měrná vlhkost vzduchu** – veličina označovaná také jako vodní obsah, udává hmotnost vodní páry v kg, připadající na 1 kg suchého vzduchu. Spolu s relativní vlhkostí se v běžných výpočtech používá nejčastěji.

$$x = \frac{M_v}{M_A} = \frac{V \cdot \rho_v}{V \cdot \rho_A} = \frac{r_A}{r_v} \cdot \frac{p_v}{p_A} = \frac{18,01528}{28,9645} \cdot \frac{p_v}{p_A} = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_A} \quad (1.6)$$

$M_v$	hmotnost vodní páry
$M_A$	hmotnost suchého vzduchu
$r_v$	molární hmotnost vodní páry
$r_A$	molární hmotnost suchého vzduchu

Vodní obsah nabývá maximální hodnoty při  $\varphi=1$ .

**2. Molová měrná vlhkost** – je to veličina podobná měrné vlhkosti, liší se vyjádřením, v kterém se uvažuje s počtem molů páry připadající na 1 mol suchého vzduchu [mol/mol].

$$x_{ml} = \frac{n_v}{n_A} = \frac{m_v \cdot M_A}{m_A \cdot M_v} = x \cdot \frac{1}{0,622} = 1,61 \cdot x \quad (1.7)$$

**3. Váhový podíl páry ve vzduchu** – udává množství páry připadající na 1 kg vlhkého vzduchu.

$$\xi = \frac{x}{1+x} \quad (1.8)$$

**4. Molový podíl páry ve vzduchu** – představuje počet molů páry připadající na 1 mol vlhkého vzduchu

$$\xi_{ml} = \frac{p_p}{p} \quad (1.9)$$

### C. Veličiny odvozené měřením

**1. Teplota rosného bodu** – je to teplota, při které je vzduch plně nasycen a při dalším ochlazování začíná vodní pára kondenzovat. V  $h$ - $x$  diagramu se nalezne teplota rosného bodu v průsečíku měrné vlhkosti  $x$  s křivkou nasycení  $\varphi = 100\%$ .

**2. Teplota mokrého teploměru** – teplota definovaná jako mezní teplota adiabatického chlazení. Udává teplotu vodní lázně, při níž se všechno teplo pro odpařování vody do vzduchu v tepelně izolované soustavě odebírá ze vzduchu [2].

## 4.4 Diagramy vlhkého vzduchu

Pro znázornění úpravy vlhkého vzduchu byly sestaveny diagramy, které umožňují v rámci grafického zjednodušení řešit změny stavu vzduchu. Použití těchto diagramů je výhodné především pro definici ustálených stavů. Bylo vytvořeno několik typů diagramů: v americké literatuře často používaný  $h$ - $t$  (Müller), dále  $t$ - $x$  (Carrier),  $t_m$ - $t$  (psychrometrický) a u nás nejčastěji používaný  $h$ - $x$  diagram podle Molliera [2].

#### 4.4.1 Mollierův $h$ - $x$ diagram

Mollierův diagram představuje grafický nástroj pro zpracování izobarických změn stavů vlhkého vzduchu a je vždy konstruován pro daný tlak vzduchu.

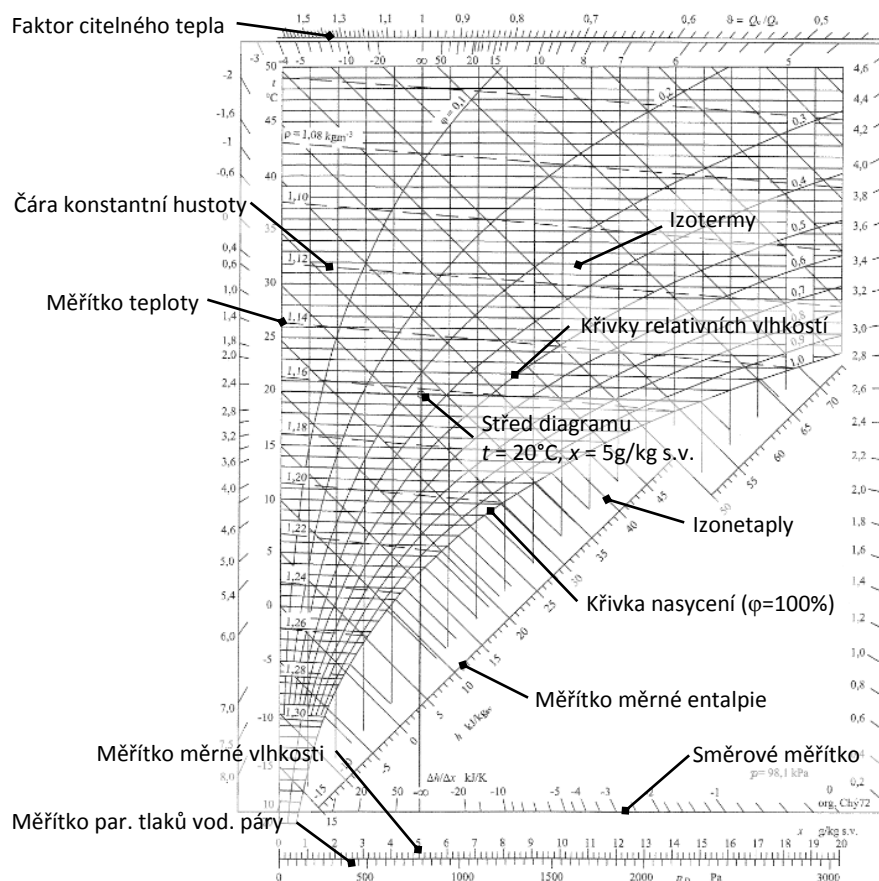
Křivka nasycení vlhkého vzduchu  $\varphi = 100\%$  dělí diagram na 2 oblasti. Nad mezí sytosti se nachází oblast stavů nenasyčeného vlhkého vzduchu, v které jsou zakresleny křivky konstantní relativní vlhkosti od  $\varphi = 0$  až po  $\varphi = 100\%$ . Pod křivkou nasycení je oblast přesyceného vlhkého vzduchu. Křivky stálých relativních vlhkostí mají na izotermně  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  nepatrný zlom, v důsledku nespojitě závislosti tlaku sytých par nad vodou a ledem. [10] [11]

Tyto křivky jsou současně i křivkami sytosti pro vyšší tlaky. Při stejné teplotě a různých celkových tlacích  $p_1$  a  $p_2$  platí rovnice (1.10), z které vyplývá, že v diagramu konstruovaném pro 1 at představují křivky relativní vlhkosti současně křivky sytosti pro tlak daný jejich převrácenou hodnotou ( $\varphi = 20\%$  je křivka sytosti pro 5 at). [2]

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{p_1}{p_2} \quad (1.10)$$

Izotermny se vynášejí z rovnice pro entalpii, která je funkcí teploty a tlaku. Tak se stanoví jeden bod a směr se stanoví derivací dle rovnice (1.11). Isotermny se nejsou rovnoběžné a mírně se rozbíhají. Na křivce nasycení se lámou dostávají směr přibližně jako izoentalpy. [2] [10] [11]

$$\delta = \frac{di}{dx} \quad (1.11)$$



Obr. 1: Mollierův diagram

## 4.5 Směšování vzduchu

Směšování vzduchu probíhá při izobarických podmínkách či při tlakově proměnných. V takových případech se jedná o děj mísení vzduchu při zachování stálého objemu složek nebo mísení, při kterém je do stálého objemu přidáván vzduch konstantního tlaku. [2]

Uvažuje-li se směšování, které probíhá za běžných izobarických podmínek, jedná se o děj probíhající za konstantního tlaku. Cílem je smísit dva či více proudů vzduchu o různých parametrech při dosažení součtového objemového průtoku, středních vlhkostech a teplot.

Stanovení vzájemné vazby mezi počátečními proudy vzduchu a koncovým stavem vychází ze soustavy rovnic energetické (1.12) a hmotnostní bilance (1.13). [2]

$$\sum M_i \cdot h_i = M_s \cdot h_s \quad (1.12)$$

$$\sum M_i \cdot x_i = M_s \cdot x_s \quad (1.13)$$

Úpravou obou rovnic se získá tvar rovnice (1.14) vyjadřující směr spojnice počátečních stavů vzduchu. [2]

$$\delta = \frac{x_1 - x_2}{h_1 - h_2} \quad (1.14)$$

Pro určení teploty směsi platí zjednodušená směřovací rovnice:

$$t_s = \frac{\sum (t_i \cdot M_i)}{\sum M_i} \quad (1.15)$$

$t_s$	teplota výsledné směsi
$t_i$	teplota směřovaného vzduchu
$M_i$	hmotnostní průtok směřovaného vzduchu

Stanovit výsledný stav směsi umožňuje i grafická metoda založená na vynášení stavů vzduchu do diagramu. Bod, který odpovídá stavu směsi, se nachází na spojnici obou směřovaných vzduchů a dělí ji na dva úseky, které jsou děleny ve váhovém poměru. Při míšení více množství různých stavů vzduchu se výsledný stav nachází postupnou konstrukcí pro míšení dvou množství.

Při míšení vzduchu nenasyčeného se vzduchem přesyceným může nastat případ, že teplota po smísení je nižší než teploty obou směřovaných stavů. Je to jev, který vzniká v důsledku odebrání latentního tepla svému okolí při změně skupenství kapiček vody na páru. [11]



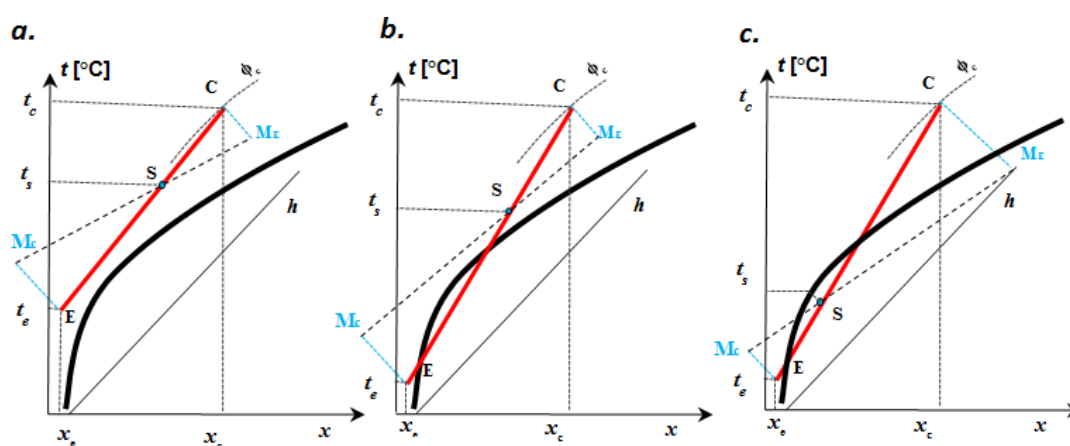
V případě, že stav vzduchu po smísení vyjde pod křivkou sytosti, vzduch se vrací na křivku sytosti po izotermě. Dochází při tom ke kondenzaci vodní páry.

#### 4.5.1 Směšování ve VZT jednotce

Úprava vzduchu směšováním ve směšovací komoře představuje mísení dvou proudů vzduchu o různých tepelně vlhkostních parametrech. Návrh směšovacích poměrů venkovního a cirkulačního proudu vzduchu se stanoví dle požadavků na teplotu a měrnou vlhkost výsledné směsi. V praxi se pro rychlé odečtení parametrů nejčastěji využívá  $h$ - $x$  diagram podle Molliera [10].

Po zakreslení do  $h$ - $x$  diagramů může dojít k těmto případům:

1. Spojnice stavu vzduchů a konečný stav vzduchu po smísení se nachází nad křivkou nasycení → žádaný stav.
2. Spojnice stavu vzduchů protne křivku nasycení, konečný stav po smísení se nachází v oblasti nenasyčeného vzduchu → hrozí riziko kondenzace vodní páry.
3. Spojnice vzduchů protne křivku nasycení, konečný stav vzduchu po smísení se nachází v oblasti pod touto křivkou → nastává kondenzace vodní páry – vznik mlhy.



Obr. 2: a. Spojnice stavu vzduchů a konečný stav vzduchu po smísení se nachází nad křivkou nasycení, b. Spojnice vzduchů protne křivku nasycení, konečný stav po smísení se nachází v oblasti nad křivkou nasycení, c. Spojnice vzduchů protne křivku nasycení, konečný stav po smísení se nachází v oblasti pod křivkou nasycení

## 5 SDÍLENÍ TEPLA

Pojem sdílení tepla<sup>1</sup> představuje fyzikální děj, během kterého dochází k přenosu vnitřní energie. Jedná se o samovolný nevratný proces šíření tepelné energie (tepla) v prostoru s nehomogenním teplotním polem. Z hlediska termomechaniky je sdílené teplo  $Q$  částí energetické interakce mezi soustavou a jejím okolím, která je podmíněna rozdílností teplot soustavy a okolí. Tyto interakce jsou popsány pomocí vztahů a zákonů jako je kalorimetrická rovnice, první a druhá věta termodynamiky. Nauka o šílení tepla řeší problematiku průchodu tepla, formuluje zákony a hledá postupy výpočtů umožňující řešit aplikační úlohy.

Tepelná energie se může předávat jak přímým kontaktem mezi částicemi, například srážkou dvou částic plynů nebo interakcí sousedních vibrujících molekul v pevné látce, tak i nepřímým. Nepřímý způsob je vyvolán srážkami molekul plynu, které do sebe náhodně narážejí, čímž uvolňují část energie, která se vyzařuje ve formě elektromagnetického záření.

V závislosti na odlišném způsobu předávání energie se rozlišují celkem 3<sup>2</sup> mechanismy šíření tepla:

- vedení (kondukce)
- proudění (konvekce)
- sálání (radiace).

Při skutečných dějích se jen výjimečně vyskytuje jeden druh šíření tepla. Běžně se jedná o průběh několika dějů současně. Hovoří-li se o čisté tepelné kondukci, předpokládá se, že tepelné toky sáláním a prouděním jsou tak malé,

---

<sup>1</sup> Tématikou sdílení tepla se zabývalo mnoho autorů, mezi nejvýznamnější patří M. Sazima a N. A. Michejev.

<sup>2</sup> K výčtu základních přenosových procesů tepla se přidává i přenos hmoty (vlhkosti) a to pro svou analogii s přestupem tepla konvekci. Využívá se jí při řešení výměníků, v nichž nastává na jedné straně současně k přestupu tepla a přenosu vlhkosti.

že je lze v daném případě zanedbat. Z toho vyplývá složitost procesů při sdílení. Jejich matematický popis je umožněn analytickým, numerickým či experimentálním řešením a vztahy popisující děj jsou empirického charakteru.

Procesy přenosu tepla probíhají v závislosti na čase a podle toho se rozdělují na:

- stacionární (časově ustálené)
- nestacionární (časově neustálené).

## 5.1 Vedení tepla

Vedení tepla nastává, pokud má látka v různých místech odlišnou tepelnou energii (teplotu). Dochází ke srážkám mezi molekulami a k výměně kinetické energie. Molekulám s původně vyšší kinetickou energií se energie sníží a molekulám s nižší energií zase vzroste. Tak dochází k tepelnému toku a vyrovnávání teplot. [15] [5]

Sdílení tepla vedením probíhá v pevných látkách, ale také v kapalinách nebo v plynech, jenže zde bývá často zastřeno prouděním. Podmínkou vedení je existence spojitého látkového prostředí. V obecně přesném pojetí se při vedení tepla se v látce vytvoří teplotní pole, které lze mapovat soustavou izotermických ploch. Vektorovými čarami teplotního pole jsou tepelné proudnice, k nimž je gradient teploty tečným vektorem. [5]

Pro vedení tepla platí Fourierův zákon, který byl odvozen na základě experimentálních výsledků. Vyjadřuje závislost hustoty tepelného toku na gradientu teploty<sup>3</sup>. V jednorozměrném poli má rovnice tvar:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \cdot \text{grad } t \quad (1.16)$$

---

<sup>3</sup> Gradient teploty je vektor, jehož směr udává, ve kterém směru teplota nejrychleji roste a jeho absolutní velikost udává, jak rychle roste.

$\dot{q}$	hustota tepelného toku
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti
$t$	teplota
$n$	normála

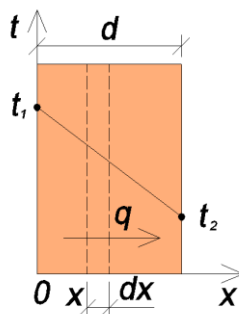
Fourierův zákon vedení tepla ve vektorovém tvaru:

$$\vec{q} = (q_x, q_y, q_z) = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial x}, \frac{\partial t}{\partial y}, \frac{\partial t}{\partial z} \right) \quad (1.17)$$

### 5.1.1 Stacionární vedení tepla rovinnou stěnou

Pro homogenní rovinnou stěnu za stacionárních podmínek, jejíž tloušťka  $d$  je ve srovnání s jejími ostatními rozměry malá, platí:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A = -\lambda \cdot A \frac{dt}{dx} \quad (1.18)$$



Obr. 3: Vedení tepla rovinnou stěnou

Z výpočetního vztahu (1.18) vyplývá, že je-li při jednosměrném vedení tepla hustota tepelného toku  $\dot{q}$  a součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  konstantní, je teplota  $t$  lineární funkcí prostorové souřadnice  $x$ . [15]

$$\frac{\dot{q}}{\lambda}(x_2 - x_1) = t_1 - t_2 \quad (1.19)$$

Zde souřadnice  $x_1$  a  $x_2$  jsou souřadnice povrchů stěny, tloušťka stěny je  $d = x_2 - x_1$ . Teploty  $t_1$  a  $t_2$  jsou teploty povrchů stěny, kde  $\Delta t$  je „hybná síla“ sdílení tepla vedením. Výsledný výpočtový vztah pro hustotu tepelného toku procházející jednoduchou rovinnou stěnou je:

$$\dot{q} = \lambda \frac{t_1 - t_2}{d} \quad (1.20)$$

**Složená rovinná stěna** – pro vedení tepla složenou rovinnou stěnou se vychází z vedení tepla jednoduchou rovinnou stěnou. Při ustáleném stavu je hustota tepelného toku konstantní pro všechny její vrstvy. Proto podle rovnice (1.18) musí platit:

$$\dot{q} = \lambda_1 \cdot \frac{t_1 - t_2}{d_1} = \lambda_2 \cdot \frac{t_2 - t_3}{d_2} = \lambda_3 \cdot \frac{t_3 - t_4}{d_3} \quad (1.21)$$

Hustota tepelného toku příslušná tomuto rozdílu je tedy dána vztahem:

$$\dot{q} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta}{\lambda}} \quad (1.22)$$

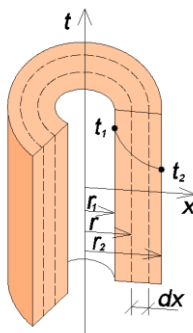
### 5.1.2 Stacionární vedení tepla válcovou stěnou

Uvažuje se časově ustálené, jednosměrné vedení tepla ve směru kolmém na podélnou osu válcových ploch. V takovém případě platí (stejně jako u stěny), že hustota tepelného toku každou z těchto ploch je konstantní – nezávislá na vzdálenosti od osy (poloměru  $r$ ). Kdyby to neplatilo, v prostoru mezi plochami by docházelo k akumulaci entalpie, což je v rozporu s ustáleným stavem. [15]

$$\dot{Q} = \dot{q}A = -2\pi r \lambda L \frac{dt}{dr} \quad (1.23)$$

Po separaci proměnných se řeší diferenciální rovnice pro okrajové podmínky  $t(r_1)=t_1$  a  $t(r_2)=t_2$  za předpokladu konstantní  $\lambda$ . Rovnice (1.24) představuje výsledný výpočtový vztah pro hustotu tepelného toku procházející jednoduchou válcovou stěnou, kde  $r_1$  a  $r_2$  jsou poloměry vnitřní a vnější stěny válcové plochy. Teploty  $t_1$  a  $t_2$  jsou teploty povrchů stěny. [15]

$$\dot{q} = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (1.24)$$



Obr. 4: Vedení tepla válcovou stěnou

**Složená válcová stěna** – pro popis vedení tepla složenou válcovou stěnou se vychází z vedení tepla jednoduchou válcovou stěnou, obdobně jako u složené rovinné stěny. Při ustáleném stavu je hustota tepelného toku konstantní pro všechny její vrstvy, přičemž tepelné odpory jednotlivých vrstev i dílčí rozdíly teplot se sčítají. Výsledný vztah pro vyjádření hustoty tepelného toku válcovou stěnou má potom podobu:

$$\dot{q} = \frac{t_1 - t_2}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}} \quad (1.25)$$

## 5.2 Proudění

Přenos tepla prouděním (konvekcí) je způsoben makroskopickým pohybem tekutých látek. Proud tekutiny má schopnost přenášet energii ve formě tepla, a dle druhého termodynamického zákona toto teplo svému okolí předávat nebo odebírat. Ve volném prostoru se rozlišují dva druhy konvekce:

- **Přírozená konvekce** – vzniká v důsledku změny teploty tekutiny, která způsobí změnu hustoty (vznik vztlakových sil)
- **Proudění nucené** – vyvolané vnější hnací silou např. ventilátorem

Přenos tepla prouděním je složitější než přenos kondukací a samotný termín „sdílení tepla konvekcí“ označuje řadu jevů, které se od sebe mohou značně lišit. [16]

Typickou úlohou o tepelné konvekci je tzv. **přestup tepla** na rozhraní mezi pevnou stěnou a tekutinou. Proudí-li tekutina podél tělesa, jehož povrchová teplota je odlišná od teploty proudu, dochází k výměně tepla. Ta představuje proces šíření tepla popsaného empirickým popisem - tzv. Newtonovým ochlazovacím zákonem (1.26). [24]

$$q_k = \alpha_k \cdot (t_1 - t_2) \quad (1.26)$$

$q_k$	hustota tepelného toku konvekcí
$\alpha_k$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$t_1, t_2$	teplota tekutiny, teplota povrchu tělesa

Součinitel  $\alpha_k$  je složitou funkcí mnoha dalších veličin, jehož hodnota závisí především na způsobu proudění tekutiny. To znamená, že pro velikost součinitele přestupu tepla je určující charakter proudění (turbulentní, přechodové, laminární), tloušťka laminární podvrstvy, fyzikální vlastnosti proudící tekutiny - eventuálně přítomnost další fáze (emulze, suspenze aj.). Výrazný vliv mají i podmínky vedoucí k fázovým přeměnám (kondenzace, var) ale i tvar a drsnost obtékaného povrchu. [24]

Součinitel přestupu tepla je možné stanovit na základě mnoha empirických vztahů a v praxi se nejčastěji používá teorie podobnosti. pokud je tedy známá hodnota Nusseltova čísla, je možné stanovit součinitel přestupu tepla. [16]

### 5.2.1 Kriteriaální rovnice

Vliv proměnných na celkový charakter proudění popisuje celá řada většinou čistě empirických vztahů vytvořených na základě četných měření. Tyto vztahy obsahují bezrozměrová kritéria podobnosti a nazývají se kriteriaální rovnice (geometrické, hydrodynamické a termokinematické). [1]

Výčet nepoužívanějších kriteriaálních rovnic:

**Nusseltovo kritérium** – vyjadřuje vliv proudění na tepelný tok plochou.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (1.27)$$

$\alpha$	součinitel přestupu tepla
$l$	charakteristický rozměr
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti

**Fourierovo kritérium** – je poměr vedení tepla k jeho akumulaci v pevném tělese.

$$Fo = \frac{l^2}{a \cdot \tau} \quad (1.28)$$

$l$	charakteristický rozměr
$a$	teplotní vodivost
$\tau$	čas od zahájení procesu sdílení tepla

**Pécletovo kritérium** – je poměr mezi přestupem a vedením tepla v proudě tekutiny



$$Pe = \frac{w \cdot l}{a} \quad (1.29)$$

$w$	rychlost proudění
$l$	charakteristický rozměr
$a$	teplotní vodivost

**Reynoldsovo kritérium** – charakterizuje hydrodynamické podmínky proudu tekutiny

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (1.30)$$

$w$	rychlost proudění
$l$	charakteristický rozměr
$\nu$	kinematická viskozita

**Prandtlovo kritérium** – vyjadřuje poměr viskózní a tepelné difuze a je závislé pouze na materiálových vlastnostech tekutiny. Vztahuje se k tloušťkám mezních vrstev, referenční rychlosti a teplotě.

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} \quad (1.31)$$

$\nu$	kinematická viskozita
$a$	teplotní vodivost

**Archimedovo kritérium** – charakterizuje poměr vztlačových a setrvačných sil

$$Ar = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta\rho}{\nu^2 \cdot \rho} \quad (1.32)$$

$g$	gravitační zrychlení
$l$	charakteristický lineární rozměr
$\Delta\rho$	rozdíl hustot
$\nu$	kinematická viskozita

**Grashofovo kritérium** – slouží k popisu volného proudění vzniklé rozdílem teplot

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2} \quad (1.33)$$

$g$	gravitační zrychlení
$l$	charakteristický lineární rozměr
$\beta$	teplotní objemová roztažnost
$\nu$	kinematická viskozita
$\Delta t$	rozdíl teplot

### 5.2.2 Základní fyzikální zákony popisující proudění tekutin

Tekutina je látka, která nemá vlastní tvar, vždy se nevratně deformuje a za působení nepatrných tečných sil se její částice uvádí do pohybu (s výjimkou některých tzv. neneutovských tekutin). Základní fyzikální zákony, které popisují proudění tekutiny, jsou zákony zachování. Tyto zákony popisuje rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a rovnice energie. Rovnice zachování hmotnosti, hybnosti a energie tvoří soustavu parciálních diferenciálních rovnic, které lze zapsat rovnicí (1.34)

$$\frac{\partial(\rho\zeta)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \zeta) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_\zeta \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right] + S_\zeta \quad (1.34)$$

$\zeta$	obecná proměnná
---------	-----------------

Podle členů na pravé straně bývá také někdy označována jako konvekčně-difúzní rovnice. Pro výpočet proměnné je nutné kromě sestavení rovnic znát také okrajové a počáteční podmínky.

Jako základní formule pro popis proudění se používá **Navier-Stokesova rovnice** (dále jen N-S rovnice). Jedná se o přímé numerické řešení s využitím srovnání modelů turbulence. N-S rovnice popisuje rovnováhu sil při proudění, konkrétně sil objemových, tlakových, třecích a setrvačných. Pro jednorozměrné proudění se tato N-S rovnice zapíše jako (1.35). [16]

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) + a_x \quad (1.35)$$

N-S rovnice patří mezi nelineární parciální diferenciální rovnice, které nejsou obecně řešitelné. Analytické řešení je dostupné jen pro nejjednodušší případy laminárního proudění. [16]

**Rovnice kontinuity** je shodná pro ideální i skutečnou tekutinu. Podle zákona o zachování hmotnosti platí, že součet časové a konvektivní změny průtoku je roven nule, případně zdrojovému členu  $S_z$  (např. spaliny z komína). V diferenciálním tvaru má obecná rovnice kontinuity pro neustálené prostorové proudění stlačitelné tekutiny podobu:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = S_z \quad (1.36)$$

Pro proudovou trubici a proudění stlačitelné/nestlačitelné tekutiny platí zjednodušený vztah (1.37).

$$Q_m = \rho \cdot u \cdot S = konst. \quad (1.37)$$

**Rovnice energie** se odvozuje z N-S rovnice skalárním pronásobením vektorem rychlosti a koeficientem 0,5, a doplňuje se o další členy vyjadřující vnitřní energii. [16]

### 5.2.3 Počáteční a okrajové podmínky

K matematickému popisu přenosu tepla a s ním spojeném vzniku teplotních polí v tělese jsou definovány počáteční a okrajové podmínky. [6]

**Počáteční podmínky** – popisují výchozí rozložení teploty v tělese. Vzniklé změny v teplotním poli v čase  $\tau > 0$  závisí na počátečním rozložení teploty v čase  $t_0$  a na poloze  $r$ . Aplikují se v iteračních řešicích časově ustáleného děje nebo pro řešení nestacionárních úloh.

**Okrajové podmínky** – vystihují tepelné vztahy mezi povrchem tělesa a přenosovým prostředím. Tyto vztahy rovněž ovlivňují teplotní pole v tělese v čase. Předpokladem je, že tepelný tok je kolmý k volnému povrchu tělesa. Existují 4 druhy okrajových podmínek:

- **Povrchová podmínka I. druhu (Dirichletova)** – tato podmínka udává rozložení teploty na povrchu tělesa. Je funkcí času a souřadnic.

$$t = f(x, y, z, \tau)$$

- **Povrchová podmínka II. druhu (Neumannova)** – tato podmínka popisuje rozložení hustoty tepelného toku  $q$  na povrchu tělesa jako funkci souřadnic a času.

$$q = f(x, y, z, \tau)$$

- **Povrchová podmínka III. druhu (Newtonova)** – tato podmínka se používá, pokud je zadána teplota okolního prostředí a součinitel přestupu tepla do okolí. Potom platí, následující vztah:

$$\alpha = f(x, y, z, \tau)$$

- **Povrchová podmínka IV. druhu** – tato podmínka charakterizuje výměnu tepla na povrchu principy sdílení tepla vedením. Předpokládá se, že řešené těleso má dokonalý kontakt s dalším tělesem, takže jejich povrchy mají shodnou teplotu.

## 6 NESTACIONÁRNÍ SDÍLENÍ TEPLA

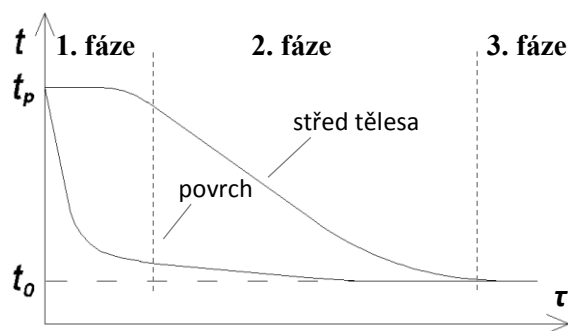
Nestacionární sdílení tepla představuje takové sdílení tepla, během kterého se teplotní pole mění s časem. Neustálenost tepelných dějů je podmíněna změnou tepelného obsahu tělesa a je doprovázena ohřevem či ochlazováním. [5]

V průběhu nestacionárního vedení tepla se dají pozorovat tři fáze:

**1. Neuspořádaný děj** – v první fázi dochází k pronikání tepla do nových vrstev, které proces chlazení/ohřevu ještě nepoznamenal. Rychlost teplotních změn v jednotlivých bodech je při tom různá a teplotní pole je značně závislé na počátečním stavu, který je značně nahodilý.

**2. Uspořádaný děj** – po první fázi nastupuje tzv. uspořádaný děj, na jehož počátku se vyrovnaly rychlosti teplotních změn ve všech bodech a dále jsou již konstantní.

**3. Fáze tepelné rovnováhy** – poslední fáze nestacionárního děje je charakterizována srovnáním teplot ve všech bodech ochlazovaného/ohříváného tělesa s teplotou okolí. [5]



Obr. 5: Nestacionární sdílení tepla (chlazení)

Výpočet neustáleného sdílení tepla je možné řešit analytickou či numerickou metodou. Analytické řešení vychází ze značných zjednodušení, která musela být zavedena pro vyřešení závislosti teploty na čase pro libovolný

bod tělesa. Vzniklo několik metod<sup>4</sup>, které umožňují řešit tělesa jednoduchého tvaru (deska, válec, koule). Jsou založeny především na „vynechání“ některé z fází a řešení celého děje se aplikuje pouze na ty vybrané fáze. Nejčastěji uvažovanou je druhá fáze - uspořádaného děje, označovaná též jako fáze regulérní. [5]

Značně úspěšnější při řešení nestacionárních dějů se staly metody experimentálního charakteru<sup>5</sup>. Lze je použít pro řešení tělesa libovolného tvaru a libovolných okrajových podmínek. [5]

Nejpřesnější a dnes nejpoužívanější metodou je numerické řešení, které je založeno na převodu diferenciálních rovnic na rovnice diferenční. Plynulý děj se tak prostorově a časově diskretizuje. [5]

## 6.1 Analytické řešení symetrického chladnutí válce

Pro stanovení jednorozměrného vedení tepla ve válci platí rovnice (1.38).

$$\frac{\partial \vartheta}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) \quad (1.38)$$

Funkční závislost teploty v ose válce závisí na mnoha parametrech a lze ji vyjádřit vztahem (1.39). Je ovšem možné ji popsat také vztahem (1.40), kde je snížen počet nezávislých proměnných za pomoci bezrozměrových kritérií. [21]

$$t = f(\lambda, c, \rho, r, t_0, t_1, \tau) \quad (1.39)$$

---

<sup>4</sup> Metoda regulérní fáze od G. M. Kondratjeva; metoda W. Essera a O. Krischera; metoda V. D. Mačinského

<sup>5</sup> Metoda hydrotepelné analogie V. S. Lukjanova; metoda elektrotepelné analogie L. I. Gutenmachera

$$\theta = f(Fo, Bi, r) \quad (1.40)$$

$\theta$  je bezrozměrová teplota,  $Fo$  Fourierovo číslo vyjadřující bezrozměrový čas procesu a  $Bi$  Biotovo číslo charakterizující teplotní pole tuhého tělesa ve vztahu k podmínkám na jeho okraji.

$$\theta = \frac{T - T_1}{T_0 - T_1} \quad (1.41)$$

$T$	teplota v čase $\tau$
$T_0$	počáteční teplota
$T_1$	teplota okolí

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2} \quad (1.42)$$

$a$	součinitel teplotní vodivosti
$\tau$	čas
$R$	poloměr válce

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} \quad (1.43)$$

$\alpha$	součinitel přestupu tepla
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti
$R$	poloměr válce

Rychlost změny tepelného obsahu tělesa je přímo úměrná jeho vodivosti  $\lambda$  a nepřímo úměrná akumulační schopnosti, tzn. hustotě  $\rho$  a měrné tepelné kapacitě  $c$ . Tato závislost se vyjadřuje součinitelem teplotní vodivosti  $a$  (1.44).  
[5]

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \quad (1.44)$$

Analytické řešení parciálních diferenčních rovnic je možné provést Fourierovou separací proměnných nebo Laplaceovou transformací. Pro popis teplotního pole s okrajovou podmínkou 3. druhu při symetrickém chladnutí nekonečného válce platí rovnice (1.45). [21]

$$\frac{T - T_1}{T_0 - T_1} = \sum \frac{2 \cdot J_1 \cdot (m_i)}{m_i \cdot [J_0^2 \cdot (m_i) + J_1^2 \cdot (m_i)]} \cdot J_0 \left( m_i \cdot \frac{r}{0,5 \cdot d} \right) \cdot e^{-m_i \cdot Fo} \quad (1.45)$$

Kořeny  $m_i$  se ve výpočtu teplotního pole ve válcovém tělese stanoví z rovnice:

$$m_i = \frac{J_1(m_i)}{J_0(m_i)} \cdot Bi \quad (1.46)$$

## 7 NUMERICKÉ ŘEŠIČE

Analytické řešení nestacionárního vedení tepla je vhodné pro zjednodušené případy rovinné stěny či rotačního válce. Tvarově obecná tělesa jsou už touto metodou obtížně řešitelná. Numerické řešení parciálních diferenciálních rovnic umožňuje hledat diskrétní řešení v definovaných dostatečně malých podoblastech získaných časovou a prostorovou diskretizací. Využívají se k tomu diferenční (algebraické) rovnice. [6] [7]

V současné době se pro účely modelování v oblasti TZB používají numerické řešiče pracující na principu metody kontrolních (konečných) objemů. Tato metoda se vyznačuje uschováním všech proměnných ve středu diskrétního objemu, tzv. konečného objemu, na které je předložený model rozdělen. [7]



Samotné řešení problematiky výpočetní technikou numerického řešiče je rozděleno do několika kroků. Na počátku se vytvoří geometrický model, který představuje zjednodušené zobrazení reálného, řešeného objektu. Daný model se opatří výpočtovou sítí, která rozdělí výpočtovou oblast na dílčí, vzájemně navazující buňky. Poté se na modelu aplikují základní typy okrajových podmínek, které definují vstupní/výstupní oblasti, stěny aj. Této fázi se říká preprocessing. V druhém kroku nastupuje podrobné zadání okrajových podmínek, nastavení samotného řešiče a výpočet. Poslední fáze procesu je tvořena číselnými či grafickými výstupy, eventuálně analýzou a porovnáním výsledků a ověření správnosti řešení. To je postprocessing. [7] [16]

Během procesu simulace je důležité získat konvergentní řešení. Mírou konvergence jsou reziduály, které jsou vyhodnocovány pro všechny počítané veličiny v každém kroku iterace. Snižující se hodnota reziduálu svědčí o dobře konvergující úloze. Nejčastěji je součet všech normalizovaných reziduálů nastaven na hodnotu  $10^{-3}$ , kdy po dosažení této hodnoty se výpočet ukončuje. [8]

Numerické modely jsou méně zatížené zjednodušujícími předpoklady používanými v analytických modelech, a proto jsou vhodné pro řešení komplikovanějších problémů ve složitějších podmínkách. [5]

## **7.1 Software CalA**

Software CalA, jehož název je tvořen ze dvou anglických slov Calculation Area, představuje numerický řešič diferenciálních rovnic metodou kontrolních objemů. Software umožňuje 2D modelování z oblasti sdílení tepla vedením. Výpočetní program obsahuje vlastní preprocesor, procesor a postprocesor a lze jej tak použít samostatně bez nutnosti využití externích softwarů. Preprocesor umožňuje tvorbu geometrie, výpočetní sítě a definice všech vstupních parametrů výpočtu. Procesor sestává z několika algoritmů aplikujících finitní a iterační metody řešení soustav rovnic a umožňuje též provést výpočet multigradní technikou. [24] [25]

## 7.2 Software ANSYS Fluent

ANSYS Fluent je obecný CFD software (Computational Fluid Dynamics) určený pro modelování komplexních úloh z oblasti proudění, přenosu tepla a chemických reakcí. Prostřednictvím definice základních fyzikálních modelů jsou aktivovány jednotlivé rovnice umožňující matematické modelování konkrétních fyzikálních jevů. Matematický model tvoří soustava parciálních diferenciálních rovnic, které jsou řešeny metodou konečných objemů. Program umožňuje stacionární i nestacionární analýzu ve 2D i 3D prostředí a vizualizaci výsledků. [7] [8]

Tvorba geometrie a zadání základních okrajových podmínek pro výpočtový model řešený ve Fluentu se provádí v preprocesoru, např. Gambitu. Gambit nabízí tvorbu výpočtové sítě různých typů (hybridní sítě) či nástroje pro tvorbu přechodové vrstvy. Tento preprocesor umožňuje import sítí i z jiných softwarů a obsahuje rovněž nástroje ke stanovení kvality výpočtové sítě. [7]

## 8 METODY STANOVENÍ VYBRANÝCH FYZIKÁLNÍCH VELIČIN

Měření fyzikální veličiny je praktická metoda pro zjištění její hodnoty. Postup fyzikálního měření se při tom skládá ze tří pracovních etap. Příprava měření je první etapou, která zahrnuje seznámení se s měřicí aparaturou a všemi úkoly, které laboratorní úloha přináší. V rámci jejího průběhu se očekává podchycení všech nežádoucích vlivů, které by mohly měření ovlivnit (teplota, tlak a vlhkost vzduchu, magnetická pole, měřící rozsahy přístrojů, jejich umístění aj). Druhou fází je průběh samotného měření, které se provádí s maximální přesností, zapisují se dílčí naměřené hodnoty a dokumentuje se celý průběh experimentu. Posledním krokem je zpracování výsledků, které na základě změřených hodnot a fyzikálních zákonů poskytne hledané hodnoty veličiny. [13]

Tutéž fyzikální veličinu lze měřit několika různými způsoby:

**1. Metody přímé a nepřímé** – metoda přímého měření vychází z přímého měření neznámé veličiny, přičemž se veličina měří na základě její

definice. Nepřímý způsob představuje měření jiné veličiny, kdy se neznámá veličina dopočítá pomocí fyzikálních vztahů.

**2. Metody absolutní a relativní** – absolutní metoda poskytuje absolutní hodnotu hledané veličiny vyjádřenou v definovaných jednotkách. Relativní (srovnávací) metoda udává poměr dvou veličin téhož druhu, z nichž jedna může být vyjádřena v libovolných jednotkách.

**3. Metody statické a dynamické** – tyto metody se rozlišují na základě časové změny měřené veličiny. U statické metody je měřená veličina stálá a její velikost se určuje z klidové polohy. Dynamická metoda je charakterizována v čase se měnící měřenou veličinou. [13]

## 8.1 Hustota

Hustota látky  $\rho$  představuje hmotnost její objemové jednotky, která se definuje vztahem (1.47).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.47)$$

$\rho$	hustota
$m$	hmotnost
$V$	objem

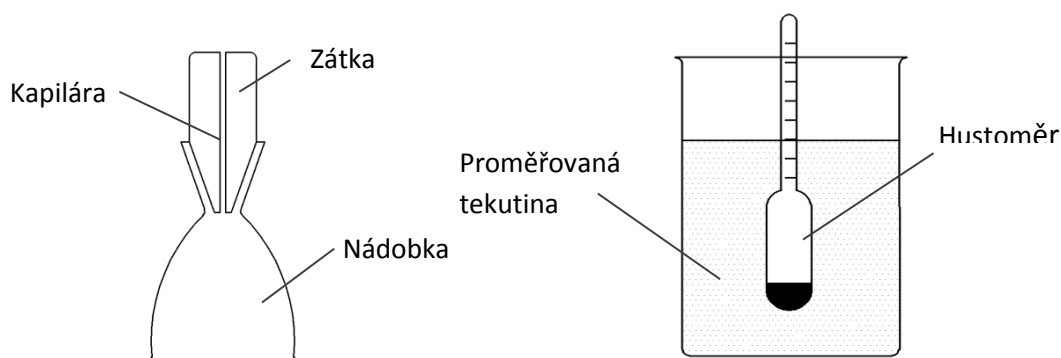
Hustota všech látek závisí na teplotě a tlaku, přičemž u látek pevných a kapalných má význam uvažovat pouze s vlivem teploty, neboť vliv tlaku je vzhledem k malé stlačitelnosti zanedbatelný.

Pro stanovení hustoty látek se používá několik metod:

**1. Přímá metoda** – tato metoda je nejjednodušší metodou stanovení hustoty pravidelných těles. Vychází přímo z definičního vztahu (1.47), kde se hmotnost tělesa  $m$  stanoví vážením a objem  $V$  vypočte z geometrických rozměrů. Pro určení objemu kapaliny se využívá vhodných nádob o stanoveném objemu, tzv. pyknometrů.

**2. Hydrostatická metoda** – jedná se o metodu založenou na Archimédově zákoně.

- **Mohrovy váhy** - jsou tvořeny dvěma nestejně dlouhými rameny. Delší rameno je rozděleno na stejné dílky s háčky pro zavěšení tělíska. Na druhém kratším rameni se nachází protizávaží. Měření hustoty spočívá ve vážení tělíska v kapalině známé hustoty a následně vážení v kapalině neznámé hustoty.
- **Hustoměry** – jedná se o trubková plováková tělesa zhotovená ze skla, jejichž spodní konec obsahuje zátěž. Hustoměr se vloží do proměřované kapaliny a hloubka ponoru uvedená na stupnici určí hustotu kapaliny.



Obr. 6: Zařízení ke stanovení hustoty: a. pyknometr, b. hustoměr

## 8.2 Měrná tepelná kapacita

Měrná kapalná kapacita  $c$  je fyzikální veličina, která vyjadřuje množství tepla, které je potřebné k ohřátí 1 kilogramu látky o 1 teplotní stupeň. Definuje se jako podíl dodaného, popř. odebraného tepla, a hmotností. [12]

$$c = \frac{C}{m} = \frac{1}{m} \cdot \frac{\partial Q}{\partial T} \quad (1.48)$$

Měrná tepelná kapacita není pro látku daného skupenství konstantou, ale závisí na teplotě a způsobu, jakým probíhá změna stavu látky při přijetí tepla.

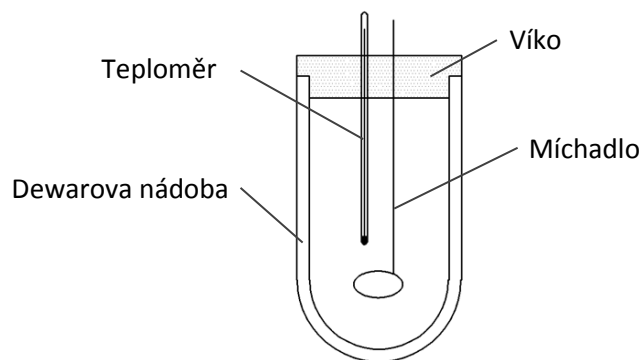
Zpravidla se tepelná kapacita stanovuje pro vratnou změnu při stálém objemu  $c_v$  nebo při stálém tlaku  $c_p$ . U kapalin se obvykle používá pouze měrná tepelná kapacita při stálém tlaku, neboť se od měrné tepelné kapacity při stálém objemu liší jen velmi málo. Ani závislost na teplotě není u kapalin příliš významná.

Existuje několik způsobů, jak měrnou tepelnou kapacitu kapalin určit. Používají se k tomu elektrické a směšovací kalorimetry. [12]

**Směšovací kalorimetr** – jedná se o nejjednodušší typ kalorimetru. Je tvořen ze dvou nádob do sebe vložených, mezi kterými je vzduch. Často je užívána tzv. Dewarova nádoba (termoska), kde se používá jako izolant mezi oběma nádobami vakuum. Kalorimetr se uzavírá víkem z dobře tepelně izolačního materiálu, v kterém je otvor na teploměr a míchátko. Metodika měření měrné tepelné kapacity je založena na směšování dvou tekutin, z nichž jedna má známou měrnou tepelnou kapacitu a u druhé kapaliny se určí měřením a dopočtem z kalorimetrické rovnice (1.49). Platí, že teplo dodané zkoumanou látkou do kalorimetru, se musí rovnat teplu, které kalorimetr naplněný kapalinou známého měrného tepla odebere.

$$m_2 \cdot c_2 \cdot (t_2 - t) = (m_1 \cdot c_1 + C) \cdot (t - t_1) \quad (1.49)$$

$m_1$	hmotnost vody
$m_2$	hmotnost proměřované kapaliny
$c_1$	měrná tepelná kapacita vody
$c_2$	měrná tepelná kapacita kečupu
$C$	tepelná kapacita kalorimetru
$t$	teplota směsi po ustálení teplot
$t_1$	teplota vody
$t_2$	teplota kečupu



Obr. 7: Směšovací kalorimetr

**Elektrický kalorimetr** – je tvořen tepelně izolovanou nádobou s topnou spirálou, kterou prochází elektrický proud. Energie, kterou dodá topná spirála do kalorimetru, se určí z proudu, napětí a času, po který spirála pracovala, dle rovnice (1.50).

$$(m \cdot c + C) \cdot (t - t_p) = U \cdot I \cdot \tau \quad (1.50)$$

$m$	hmotnost prověřované kapaliny
$c$	měrná tepelná kapacita kapaliny
$C$	tepelná kapacita kalorimetru
$t$	teplota směsi po ustálení teplot
$t_p$	počáteční teplota
$U$	napětí
$I$	proud
$\tau$	čas

### 8.3 Součinitel tepelné vodivosti

Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je fyzikální veličina, která vyjadřuje množství tepla, které projde za jednotku času jednotkovou plochou izotermického povrchu. Jedná se tedy o rychlost, s jakou se teplo šíří v prostředí.

Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$  je parametr látky závislý na teplotě, tlaku a chemickém složení dané látky. Její stanovení se v praxi provádí několika způsoby, které se od sebe liší jednak teplotním stavem zkušební vzorku během měření a dále způsobem stanovení a vyhodnocení součinitele tepelné

vodivosti. Metody lze obecně rozdělit na stacionární a nestacionární. V obou případech se jedná o měřicí metody nepřímé.

### 8.3.1 Stacionární metody

Všechny stacionární metody stanovení hodnoty součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  jsou založeny na stejném principu. Teplo přechází od zahřívaného povrchu měřeného vzorku k chladnějšímu povrchu, kde se odvádí. Měřením se stanovují povrchové teploty a množství tepla proteklého vzorkem pro výchozí tloušťku a rozměry povrchu měřené látky. Hodnota součinitele tepelné vodivosti se získá ze vztahu:

$$\lambda = \frac{Q \cdot d}{\Delta t \cdot S \cdot \tau} \quad (1.51)$$

$Q$	teplo
$d$	tloušťka materiálu
$\Delta t$	rozdíl teplot horní a spodní roviny
$S$	plocha
$\tau$	čas

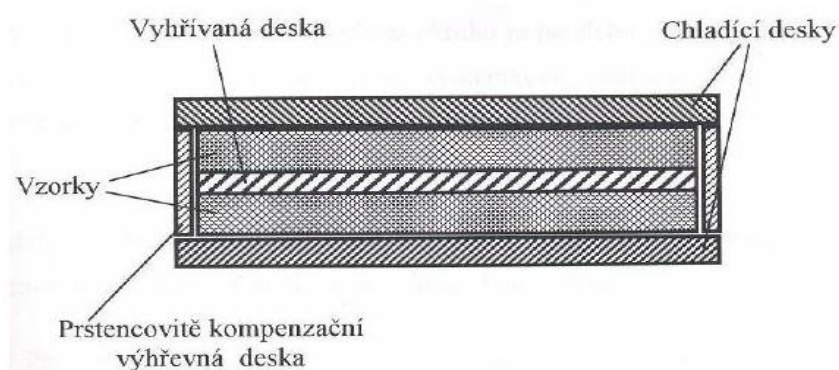
Výchozím stavem je stacionární, tedy ustálený teplotní stav v měřeném vzorku, což znamená zajistit během měření ustálený tepelný tok od zahřívaného povrchu měřeného vzorku a to bez ztrát.

Mezi metody a přístroje měření při ustáleném toku tepla patří tři hlavní typy:

**1. Deskové přístroje** – jsou založeny na principu vytvoření tepelného pole se souběžnými proudnicemi, které prochází kolmou zkoušeným materiálem ve tvaru desky. Nejpoužívanějšími jsou deskové přístroje podle Poensgena a Bocka. [18]

- **Dekový Poensgenův přístroj** – je složený z jedné vyhřívané desky a dvou chladících desek. Mezi vyhřívanou a chladící desku jsou vloženy měřené vzorky stejné jakosti a tloušťky o stejném rozměru jako vyhřívané desky. Pro odstranění tepelných ztrát bočním prostupem

tepla, je výhřevná deska obklopena prstencovitě kompenzační výhřevnou deskou s výhřevnou mřížkou vyhřívanou na stejnou teplotu jako výhřevná deska uvnitř. V průběhu měření se sleduje elektrický příkon teploty výhřevné a chladících desek. Chladící desky jsou chlazené protékající vodou. [22]



Obr. 8: Schéma přístroje podle Poensgena [22]

- **Poensgenův jednostranný přístroj** – tento přístroj je podobný s původním přístrojem s výjimkou, že používá pouze jednu chladící desku a tedy i jeden proměřovaný prvek. Místo spodního zkušebního vzorku je pod výhřevnou deskou uložena izolační deska a k ní ze spodní strany pomocná spodní výhřevná deska, která má zadržet tok tepla z měřící výhřevné desky směrem dolů tak, aby všechno vyvinuté teplo přecházelo nahoru zkušebním vzorkem. Pomocná výhřevná deska se proto reguluje na stejnou teplotu jako měřící a kompenzační deska. [22]
- **Cammererův přístroj** – je taktéž založen na jednostranném tepelném toku, ale na rozdíl od předešlých přístrojů se zde už neměří tepelný příkon výhřevné desky, ale je použit Schmidtův měřič průtoku. [22]
- **Bockův přístroj** – aparatura Beckova přístroje je uspořádána ve formě laboratorního stolu. Přístroj je tvořen horní vytápěnou a dolní chlazenou deskou, mezi kterými je zkušební těleso. Vnitřní část tvoří vlastní měřící výhřevná deska kruhového tvaru. Druhou část horní desky tvoří horní ochranná kompenzační výhřevná deska, která



prstencově obklopuje měřicí desku a těsně k ní přiléhá - je však od ní tepelně izolována. Ochranná část horní desky je vyhřívána na konstantní teplotu kapalinou. [22]

**2. Válcové přístroje** – metoda stanovení součinitele tepelné vodivosti pomocí válcového přístroje podle van Rinsuna spočívá v tom, že se měřený materiál upevní na elektricky vyhřívanou rourku, na které se měří elektrický příkon a teplota na povrchu rourky a na povrchu zkoumané látky. [18]

**3. Kulové přístroje** – Nusseltův kulový přístroj je složen ze dvou soustředných koulí, z nichž ta vnitřní obsahuje výhřevné tělísko. Do meziprostoru vnitřní a vnější koule se uloží proměřovaný materiál. Na základě teplotních rozdílů vnějších povrchů obou koulí, jejich rozměrů a množství prostupujícího tepla v ustáleném stavu se stanoví součinitel tepelné vodivosti. [18]

### 8.3.2 Nestacionární metody

Způsoby měření při neustáleném stavu jsou na rozdíl od stacionárních metod založeny na sledování dynamického vývoje teplot a jsou krátkodobého charakteru. V průběhu měření se sleduje průběh šíření teplotní vlny měřeným vzorkem malé tloušťky. [22]

Mezi nestacionární metody patří:

- **Fitchova metoda** – jedná se o nejvíce používanou laboratorní metodu měření při nestacionárních podmínkách. Ve speciálním přístroji proudí teplo z ohřívací nádoby přes zkušební těleso do měrného válce a pomocí diferenciálně zapojených termočlánků se sleduje na galvanometru rozdíl teplot dna ohřívací nádoby a měrného válce.
- **Metoda horkého drátu** – tato metoda je založena na měření teplotního nárůstu na definované vzdálenosti z lineárního zdroje tepla vloženého do horkého materiálu.

## 9 KEČUP

Základní surovinou pro výrobu kečupu je rajskeý protlak vyráběný z čerstvých rajčat. Syrová rajčata obsahují vysoké procento vody, to se pohybuje mezi 90 až 95 %. Zbylé procentuální zastoupení zaujímá sušina, jejíž obsah je 4 až 9%, v průměru 6%. Větší část sušiny připadá na sacharidy (2-5 %), převládá glukóza a vyskytuje se také fruktóza. Celulóza se ve větší míře vyskytuje v zelených plodech a při dozrávání se jejich množství snižuje na 0,3-0,7 %. Rajčata jsou ze zeleniny nejbohatší na obsah pektinových látek a to kolem 2 %. Škrob se nachází ve stopovém množství. [14]

Pro přípravu rajskeého protlaku se používají vyzrálá rajčata. Ta se drtí a prohřívají na teplotu 90 °C po dobu 1 min. Při fázi drcení se často odstraňují semena, aby se zamezilo extrakci tuků do výsledného produktu. Ohřátí rajčatové drti se provádí v tepelných výměnících určených pro ohřev kašovitých hmot. Prohřátá drť se následně protírá přes síta, aby se zbavila slupek, a poté probíhá její odpar na obsah sušiny 29%. Při konzervování tzv. horkým rozlivem se protlak zahřeje na 90-92 °C a plní horký do připravených obalů. [14] [21]

### 9.1 Technologie výroby kečupu

Kečup se od rajskeého protlaku liší hustotou - je dvakrát až čtyřikrát hustší - a na rozdíl od protlaku je jeho chuť upravena kořenícími směsí (především solí, octem, sladidly a extrakty z koření). Rajčatový protlak se míchá s vodou a ochucovadly, stabilita vzniklého výrobku se upravuje stabilizátory, které brání rozdělování pevného a kapalného podílu a současně upravují konzistenci kečupu. Hotový kečup by měl obsahovat min. 7 % refraktrometrické sušiny pocházející z rajčat, celková koncentrace sušiny běžně činí cca 28%. [21]

Kečupy se konzervují tepelným ošetřením či chemickou konzervací. V praxi se používají 2 způsoby tepelného konzervování. Prvním je pasterizace, kdy se v průtokovém pastéru kečup předehřeje na 70 °C. Při této teplotě se plní do skleněných nádob, které se uzavřou a zahřívají na teplotu 90 až 92 °C po dobu 4 až 5 min. A poté následuje intenzivní chlazení výrobku. Na proces

chlazení jsou kladeny nároky, které mají zajistit, že při rychlém ochlazení kečupu nedojde ke vzniku Maillardovi reakce. Jejím vlivem vznikají v produktu melanoidní látky, které způsobují varnou příchuť a hnědé zbarvení výrobku. [21]

Druhý způsob tepelného konzervování představuje tzv. horký rozliv. Ten začíná zahřátím produktu na 90 až 92°C po dobu 30 až 40 vteřin a ještě za horka se plní do předběžně sterilovaných obalů, které se ihned hermeticky uzavírají. Kečup konzervovaný horkým rozlivem je balen do plastových obalů - nejčastěji z polypropylenu (PP) či polyethylenu (PE) a polyvinylchloridu (PVC). V obalech se kečup chladí. [14] [21]

V kašovitých materiálech se teplo šíří převážně vedením. Je to v důsledku jejich vysoké viskozity, která omezuje gradientní proudění a způsobuje špatný přestup tepla. V kečupárnách se v současné době používá pro chlazení lahví s horkým rozlivem adiabatické chlazení, jenž je aplikované skrápěním. Na vodou ostříkovaných linkách dojde k uchlazení na požadovanou teplotu v ose kečupu na 55 °C za dobu 25 min.

## 9.2 Složení kečupu

Složení živin v kečupu závisí na receptuře, kterou se liší jednotliví výrobci, tak i na způsobu konzervace. Pro metodu sterilizace horkým rozlivem je možné uvažovat složení výrobku dle tabulky 2.

Tabulka 2: Složení kečupu – horký rozliv [21]

Rajčatový protlak	25%
Cukr krystal	13%
Tekutý cukr	6,5%
Sůl jedlá	2,3%
Modifikovaný kukuřičný škrob	2,5%
Ocet	5%
Kořenící směs	0,03%
Kyselina askorbovaná	0,1%
Voda pitná	45,57%



**Vysoké učení technické v Brně**  
**Fakulta stavební**  
**Ústav technických zařízení budov**

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING  
Institute of Building Services

## **B. APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ**

**Autor práce:**

**Petra Vojkůvková**

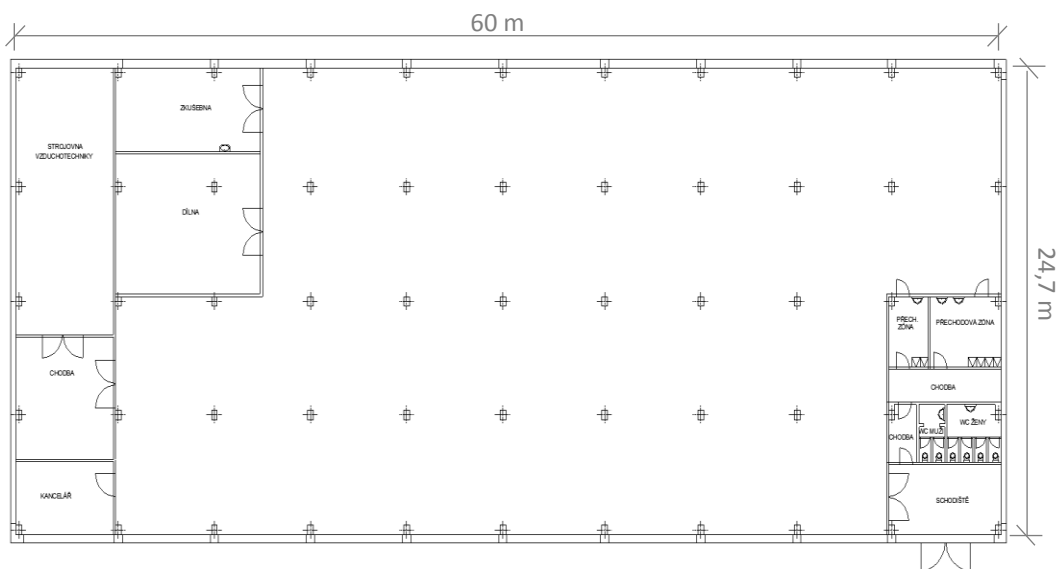
BRNO 2014

## 10 ÚVOD

Návrh technického řešení vzduchotechnického systému byl proveden pro VZT jednotku, pro kterou jsem vyhodnocovala riziko vzniku kondenzace vodní páry ve směšovací komoře. Na základě zjištěných nedostatků navrhu v následující části textu vhodná technická opatření pro jejich zamezení.

## 11 CHARAKTERISTIKA OBJEKTU

Řešený objekt výrobní haly se nachází v okrese Brno – venkov v nadmořské výšce 235 m. n m. Hala byla postavena na počátku 90. let 20. století a slouží ke zpracování fólií a k výrobě komponentů z tohoto materiálu. Konstrukce jednopodlažní budovy je tvořena ŽB skeletem obdélníkového půdorysu, obvodový plášť je řešen sendvičovými stěnovými dílci. Střecha haly je plochá, bez světlíků. Okna, kterými proudí do objektu sluneční světlo, se nachází po celé délce řešeného výrobního prostoru budovy na severní a jižní straně. Světlá výška objektu činí 5,5 m.



Obr. 9: Půdorys řešené haly

Hlavní část haly tvoří výrobní prostor o vzdušném objemu 6 560 m<sup>3</sup>. Vlivem charakteru provozu se zde vyskytuje zvýšená tepelná zátěž, kterou produkuje 5 velkých výrobních linek a 3 koronovací jednotky. Cílem koronové

úpravy fólií je zvýšení přilnavosti povrchu. Během daného procesu dochází k tvorbě ozónu, jenž je odsáván samostatným zařízením.

Na provozu se nepřerušovaně podílí třísměnný provoz. Výrobní linky obsluhuje 10 zaměstnanců.

## 12 TEPELNĚ VLHKOSTNÍ BILANCE

Primární podklad k návrhu vzduchotechnického systému tvoří tepelně hmotnostní bilance. Představuje ji číselné vyjádření tepelných toků tepla a látek, počítaných v extrémních stavech vyskytujících se ve sledované místnosti. Výstupem jsou tepelné ztráty, tepelné zisky, vodní zisky a produkce škodlivin.

### 12.1 Tepelná zátěž

Tepelná zátěž představuje celkový tepelný tok proudící do klimatizovaného prostoru, který musí pokrýt klimatizační zařízení. Jedná se o tepelný zisk, jenž byl zmenšený o složku akumulaci. Výpočet byl proveden dle ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů.

#### 1. Tepelný zisk sluneční radiací

Tepelný zisk sluneční radiací je vyvolán pronikajícími slunečními paprsky do vnitřního prostoru budovy přes zasklené otvory obvodové konstrukce. Světelná energie se zde přeměňuje na tepelnou energii, čím se stává zdrojem tepla. Velikost tepelného zisku je závislá na mnoha prostorových a časových faktorech (orientace oken, velikost oken, denní hodina, roční období aj.).

$$Q_{OR} = [S_{OS} \cdot I_o \cdot c_o + (S_o - S_{OS}) \cdot I_{o,dif}] \cdot s \quad (1.52)$$

$S_{OS}$	osluněná část zasklení
$S_o$	plocha zasklení
$I_o$	celková intenzita radiace procházející
$I_{o,dif}$	oknem
$c_o$	intenzita difúzní radiace
$s$	korekce čistoty atmosféry
	stínící součinitel

Tepelné zisky oken sluneční radiací												
Osluněná část okna $S_{os}$												
Orientace	$\alpha$ [°]	$h$ [°]	$\gamma$ [°]	$l_a$ [m]	$l_b$ [m]	$c$ [m]	$d$ [m]	$e_1$ [m]	$e_2$ [m]	$f$ [m]	$g$ [m]	$S_{os}$ [m <sup>2</sup> ]
S	180	63	0	1,3	1,80	0,1	0,1	0	0,19	0,06	0,06	2,271
J	180	63	180	1,3	1,80	0,1	0,1	0	0,19	0,06	0,06	2,271

Orientace	$S_{os}$ [m <sup>2</sup> ]	$S_o$ [m <sup>2</sup> ]	$\theta$ [°]	$I_o$ [W/m <sup>2</sup> ]	$c_\theta$ [-]	$I_{od}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$s$ [-]	$n$ [ks]	$Q_r$ [W]
S	2,271	2,1576	116,6	145	0,85	145	0,9	28	6639,0
J	2,271	2,1576	63,4	401	0,85	145	0,9	32	21820,8
Celkové tepelné zisky oken sluneční radiací $Q_r$ [W]:									<b>28459,8</b>

## 2. Tepelný zisk oknem konvekcí

Tepelný zisk oknem konvekcí představuje teplo, které se sdílí vedením z venkovního prostoru do vnitřního přes okenní zasklení.

$$Q_{ok} = S_{ok} \cdot U_o \cdot (t_e - t_i) \quad (1.53)$$

$S_{ok}$	plocha okna
$U_o$	prostup tepla oknem
$t_e$	teplota externího vzduchu
$t_i$	teplota interiéru

Tepelné zisky oken konvekcí						
Orientace	$S_{ok}$ [m <sup>2</sup> ]	$U_o$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\Delta t$ [°C]	$Q_{ok}$ [W·K <sup>-1</sup> ]	$n$ [ks]	$Q_o$ [W]
S	2,34	3,5	3	24,57	28	688,0
J	2,34	3,5	3	24,57	32	786,2
Celkové tepelné zisky oken konvekcí $Q_o$ [W]:						<b>1474,2</b>

## 3. Tepelná zátěž vnějších stěn – stěna středně těžká

Jedná se o teplo, které projde stěnou budovy z venkovního prostředí do vnitřního prostoru. U středně těžkých stěn se uvažuje s jeho akumulací a tedy s časovým zpožděním, o který se tepelný tok zpozdí.

$$Q_s = U \cdot S \cdot [(t_{rm} - t_i) + m(t_{r\psi} - t_{rm})] \quad (1.54)$$

$U$	prostup tepla stěnou
$S$	plocha stěny
$t_{rm}$	průměrná rovnocenná teplota vzduchu za 24 h
$t_i$	teplota interiéru
$t_{r\psi}$	průměrná rovnocenná teplota vzduchu v době o časové zpoždění $\psi$
$\psi$	časové zpoždění
$m$	součinitel zmenšení teplotního kolísání
$d$	tloušťka stěny

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot d}{2500^d} \quad (1.55)$$

Tepelná zátěž vnějších stěn - středně těžká stěna									
Orientace	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$U$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$t_i$ [°C]	$t_{rm}$ [°C]	$t_{r\psi}$ [°C]	$m$ [-]	$d$ [m]	$\psi$ [h]	$Q_s$ [W]
S	181,98	0,35	26	26,2	16	0,18	0,40	12	-99,541
V	66	0,35	26	29,7	16	0,18	0,40	12	29,477
J	258,5	0,35	26	29,6	16	0,18	0,40	12	108,023
H	1192,5	0,27	26	33,6	17	0,41	0,25	8	242,600
Tepelná zátěž těžkých stěn $Q_s$ [W]:									<b>280,6</b>

#### 4. Tepelná zátěž vnitřních stěn

$$Q_{si} = S \cdot U \cdot (t_{io} - t_i) \quad (1.56)$$

$U$	prostup tepla stěnou
$S$	plocha stěny
$t_{io}$	teplota interiéru ve vedlejší místnosti
$t_i$	teplota interiéru

Tepelná zátěž vnitřních stěn					
Popis	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$U$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$t_{io}$ [°C]	$t_i$ [°C]	$Q_s$ [W]
Hygienické zázemí	89,1	6,40	28	26	1140,480
Chodba	57,75	6,40	28	26	739,200
Dílna	89,1	6,40	28	26	1140,480
Zkušebna	24,2	6,40	28	26	309,760
Strojovna VZT	11	3,43	28	26	75,429
Tepelná zátěž vnitřních stěn $Q_s$ [W]:					<b>3405,3</b>



## 5. Produkce tepla od lidí

Každý jedinec produkuje teplo, jehož velikost je závislá na teplotě vzduchu a činnosti, kterou provádí.

$$Q_l = n_1 \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i),$$

$$n_1 = 0,85 \cdot n_z + 0,75 \cdot n_d + n_m$$
(1.57)

$n_1$                       přepočet pro různé složení osob (muži, ženy děti)

Produkce citelného tepla od lidí				
Počet osob	Činnost	$t_i$ [°C]	$q_m$ [W]	$Q_l$ [W]
10	stojící, lehká práce	26	60	600
Celková produkce citelného tepla od lidí $Q_l$ [W]:				<b>600</b>

## 6. Produkce tepla z vnitřních zisků

Každé instalované zařízení ve výrobním procesu, které má energetický příkon, je zdrojem tepelné energie. Tepelný zisk od vnitřních zdrojů se počítá z výkonů instalovaných zařízení, pro tepelný zisk z osvětlení se dá využít tabulkových hodnot tepelného toku závislého na účelu pracoviště.

$$Q_{vz} = \Sigma(n \cdot P) \cdot c_1 \cdot c_2$$
(1.58)

$n$                       počet vnitřních zdrojů  
 $P$                       výkon  
 $c_1$                       součinitel současnosti používání svítidel  
 $c_2$                       zbytkový součinitel

Tepelné zisky z osvětlení			
Počet osob	Tepelný výkon [W · m <sup>-2</sup> ]	Plocha [m <sup>2</sup> ]	$Q_{sv}$ [W]
Osvětlení	25	1192,5	29812,5
Celkové tepelné zisky z vnitřních zdrojů $Q_{sv}$ [W]:			<b>29812,5</b>

Tepelné zisky z vnitřních zdrojů			
Počet osob	Tepelný výkon [W]	Počet [ks]	$Q_{sv}$ [W]
Velká linka	15000	2	30000
Malá linka	6500	5	32500
Celkové tepelné zisky z vnitřních zdrojů $Q_{sv}$ [W]:			<b>62500</b>

## 12.2 Vlhkostní zátěž

### Produkce vodní páry od lidí

Produkce vodní páry od lidí je závislá na jejich činnosti a určuje se tabulkovou hodnotou na základě měření.

$$m_w = n_1 \cdot g_w \quad (1.59)$$

$n_1$  přepočet složení osob  
 $g_w$  produkce vodní páry [g·h<sup>-1</sup>]

Vodní zisky od lidí				
Počet osob	Činnost	$t_i$ [°C]	$m_m$ [g/h]	$M_{wl}$ [g/h]
10	stojící, lehká práce	26	134	1340
Celková produkce vodních par od lidí $M_{wl}$ [g/s]:				<b>1340,0</b>

## 12.3 Tepelné ztráty

Výpočet dle ČSN EN 12 831 Vytápěcí systém budov - Metoda výpočtu tepelné ztráty.

Tepelné ztráty přímo do venkovního prostředí							
Stavební konstrukce							
Č. kce	Popis	$A_k$ [m <sup>2</sup> ]	$U_k$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\Delta U$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$U_{kce}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$e_k$ [-]	$A \cdot U_{kce} \cdot e_k$ [W·K <sup>-1</sup> ]
S01	Venkovní stěna severní	181,98	0,349	0,05	0,399	1	72,63
S02	Venkovní stěna východní	66	0,349	0,05	0,399	1	26,34
S03	Venkovní stěna jižní	258,50	0,349	0,05	0,399	1	103,17
Sch	Střecha	1192,500	0,271	0,05	0,321	1	382,68
OZ	Okna jednoduchá - dvojsklo	65,520	3,5	0	3,500	1	229,32
Celková měrná tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí $H_{T,ie}$ [W/K]:							<b>814,13</b>

Tepelné ztráty z/do prostorů vytápěných na rozdílné teploty:						
Stavební konstrukce						
Č. kce	Popis	$A_k$ [m <sup>2</sup> ]	$U_{kce}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$t_{iz}$ [°C]	$f_{ij}$ [-]	$A \cdot U_{kce} \cdot f_{ij}$ [W·K <sup>-1</sup> ]
SN02	Hygienické zázemí	89,1	6,400	22	-0,028	-15,84
SN03	Chodba	57,75	6,400	10	0,306	112,93
SN04	Dílna	89,1	6,400	20	0,028	15,84
SN05	Zkušebna	24,2	6,400	20	0,028	4,30
SN06	Strojovna VZT	11	3,429	15	0,167	6,29
D02	Dveře dvoukřídlové	7	3,500	10	0,306	7,49
D03	Dveře dvoukřídlové	7	3,500	10	0,306	7,49
D04	Dveře dvoukřídlové	7	3,500	10	0,306	7,49
D05	Dveře dvoukřídlové	7	3,500	20	0,028	0,68
D06	Dveře jednokřídlové	1,68	2,500	22	-0,028	-0,12
D07	Dveře jednokřídlové	1,68	2,500	22	-0,028	-0,12
D08	Dveře jednokřídlové	1,68	2,500	20	0,028	0,12
Celková měrná tep. ztráta do/z prostorů vytápěných na odl. teploty $H_{T,ij}$ [W/K]:						146,54

Celková měrná tepelná ztráta prostupem $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,ij}$ [W/K]:				913,05
---	--	--	--	--------

$\theta_{int,i}$ [°C]	$\theta_e$ [°C]	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$ [W/K]	Návrhová ztráta prostupem $Q_{T,i}$ [W]
20	-15	35	913,05	31956,9

## 12.4 Shrnutí

Tabulka 3: Výpočtové hodnoty tepelných zátěží, ztrát a vodních zisků

Vypočtené hodnoty tepelných zátěží, tepelných ztrát a vodních zisků		
Tepelné zisky oken radiací:	$Q_r =$	28459,8 W
Tepelné zisky oken konvekce:	$Q_o =$	1474,2 W
Tepelná zátěž vnějších stěn:	$Q_{se} =$	280,6 W
Tepelná zátěž vnitřních stěn:	$Q_{si} =$	3405,3 W
Tepelná produkce lidí:	$Q_l =$	600,0 W
Tepelná produkce osvětlení:	$Q_s =$	29812,5 W
Tepelná produkce vnitřních zdrojů:	$Q_{vz} =$	62500,0 W
<b>Celková tepelná zátěž:</b>	<b><math>Q_t =</math></b>	<b>126,5 kW</b>
<b>Tepelné ztráty:</b>	<b><math>Q_z =</math></b>	<b>32,0 kW</b>
<b>Vodní zisky:</b>	<b><math>M_{vl} =</math></b>	<b>0,4 g/hod</b>

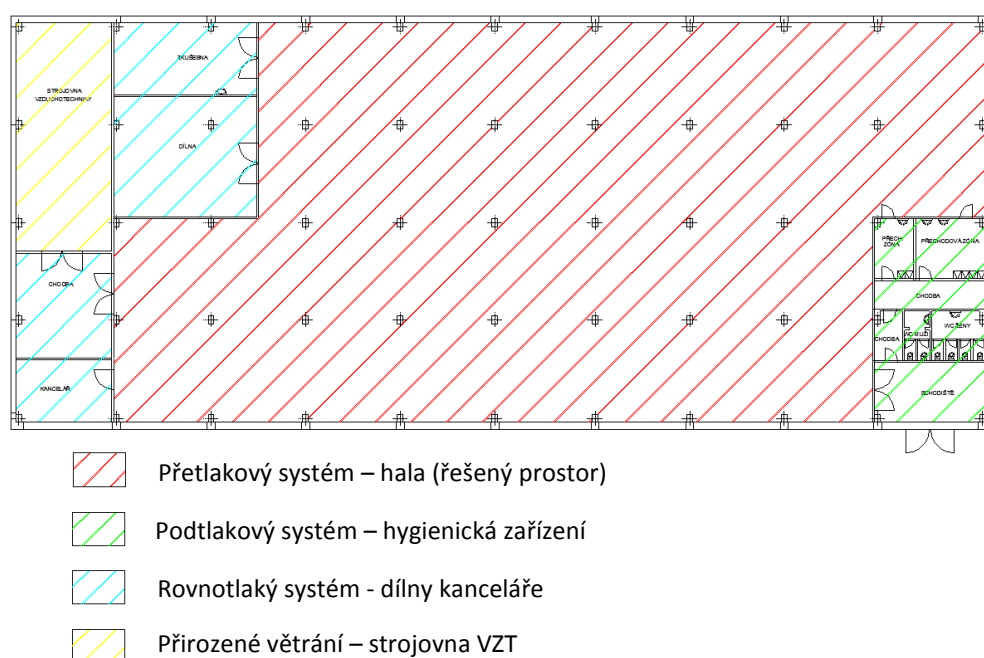
## 13 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ SYSTÉMU

V řešeném průmyslovém objektu se vyskytují významné tepelné zdroje od vnitřních zařízení, jejichž produkci tepla je třeba odvádět. Tvorba

mikroklimatu podléhá technologickému procesu, který je závislý na udržení konstantní relativní vlhkosti. Nároky na teplotu jsou nízké.

Tvorbu optimálního mikroklimatu obsluhovaného prostoru zajišťuje vzduchotechnická jednotka pracující v přetlakovém systému s nuceným přívodem a odvodem vzduchu. Provoz VZT jednotky je kombinovaný, tzn., že využívá cirkulačního vzduchu, který se směšuje se vzduchem externím a po tepelně vlhkovostní úpravě jej přivádí do obsluhovaného prostoru. Přívodní vzduch je ze strojovny distribuován hranatým potrubím a do haly je přiváděn pod stropem vířivými vyústěmi. Odpadní vzduch je nad podlahou odsáván přes odvodní mřížky a přiváděn zpět do vzduchotechnické jednotky.

Ke koronovacím jednotkám přísluší zařízení pro odvedení a neutralizaci ozónu, který tato zařízení produkují. Jedná se o vyměnitelné boxy s filtrem umístěné v ocelové skříni. Tyto katalyzátory ozónu jsou napojeny na odtahové potrubí, které nasává ozón v oblasti jeho vzniku a odvádí jej do exteriéru. Osazené ventilátory mají „výkon“  $420 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ .



Obr. 10: *Koncepční řešení*

V objektu se kromě výrobního prostoru nachází hygienické zázemí, které je samostatně řešeno podtlakovým systémem větrání. Přívod a odvod vzduchu z přilehlé dílny a zkušebny je řešeno rovnotlakým systémem (podstropní

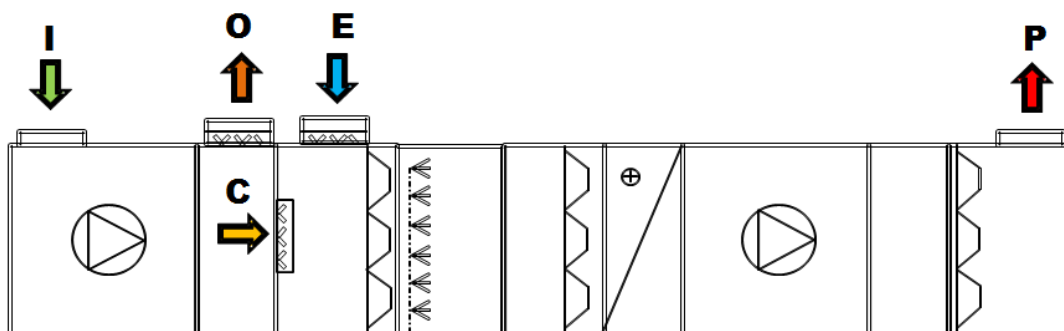
jednotky). Větrání zmiňovaných prostorů, včetně strojovny vzduchotechniky, není cílem řešení a dále se jím nezabývám.

Tabulka 4: Návrhové hodnoty pro výrobní halu

Chladicí období - letní návrhový extrém			
Návrhová teplota interiéru	$t_{i,l} = 26\text{ °C}$	Návrhová teplota exteriéru	$t_{e,l} = 29\text{ °C}$
Návrhová vlhkost interiéru	$\varphi_{i,l} = 50\%$	Návrhová entalpie exteriéru	$h_{e,l} = 56,2\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Topné období - zimní návrhový extrém			
Návrhová teplota interiéru	$t_{i,z} = 21\text{ °C}$	Návrhová teplota exteriéru	$t_{e,z} = -15\text{ °C}$
Návrhová vlhkost interiéru	$\varphi_{i,z} = 50\%$	Návrhová měrná vlhkost	$x_{e,z} = 0,8\text{ g}\cdot\text{kg}^{-1}$

### 13.1 Současný stav

Ve strojovně vzduchotechniky se nachází sestavná vzduchotechnická jednotka, jejíž skladba je patrná z Obr. 11. Na jejím vstupu je umístěn ventilátor, jenž odsává vzduch z interiéru. Ten přichází do první směšovací komory, v které se rozdělí na proud odpadní, jenž je v horní části odváděn potrubím do exteriéru, a na vzduch cirkulační. Cirkulační vzduch je vháněn do druhé směšovací komory, kde se mísí s čerstvým vzduchem nasávaným z exteriéru. Tato směs dále pokračuje přes filtr do vodní pračky, ohříváče a přes ventilátor je vháněn vzduchotechnickým potrubím do obsluhovaného prostoru.



Obr. 11: Současné řešení VZT jednotky

Technologické požadavky na interní mikroklima jsou kladeny především na relativní vlhkost, která se musí udržovat na konstantní hodnotě 50 %.

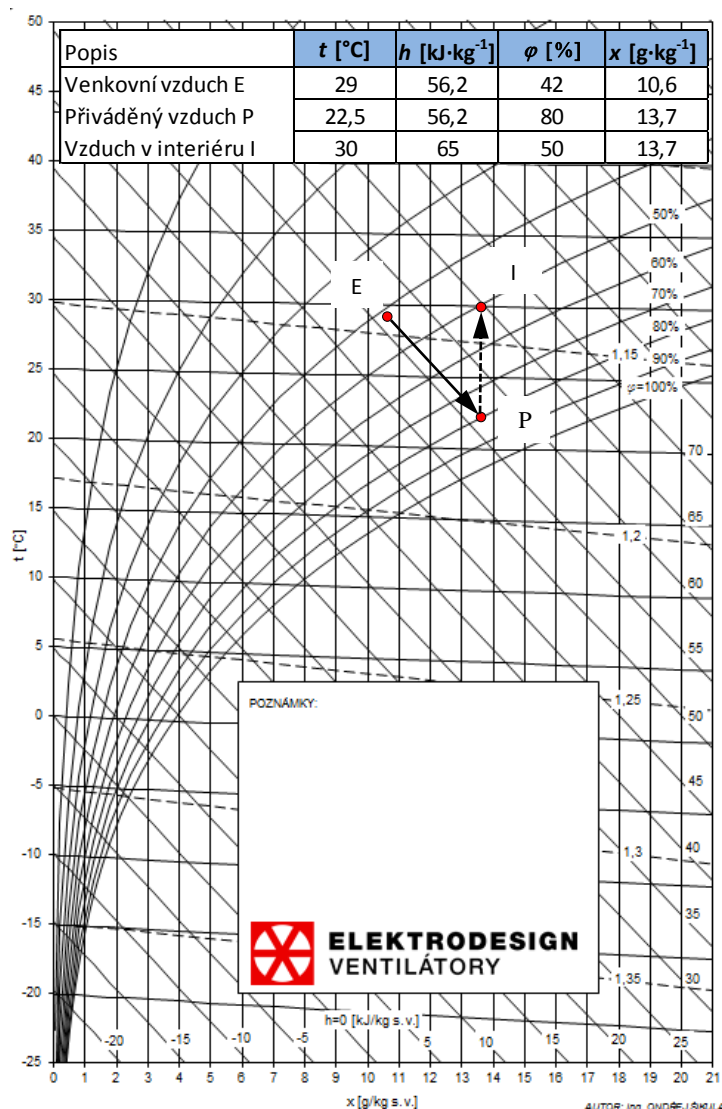
#### Průtok vzduchu:

Objem přiváděného vzduchu:  $48\,500\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$

Objem odváděného vzduchu:  $46\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$

### Letní provoz

V letním období pracuje VZT jednotka se 100 % venkovního vzduchu. Provoz je řešen bez strojního chlazení a uplatňuje se pouze adiabatické chlazení přiváděného vzduchu ve vodní pračce. V hale se tedy běžně vyskytují teploty  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  a vyšší.

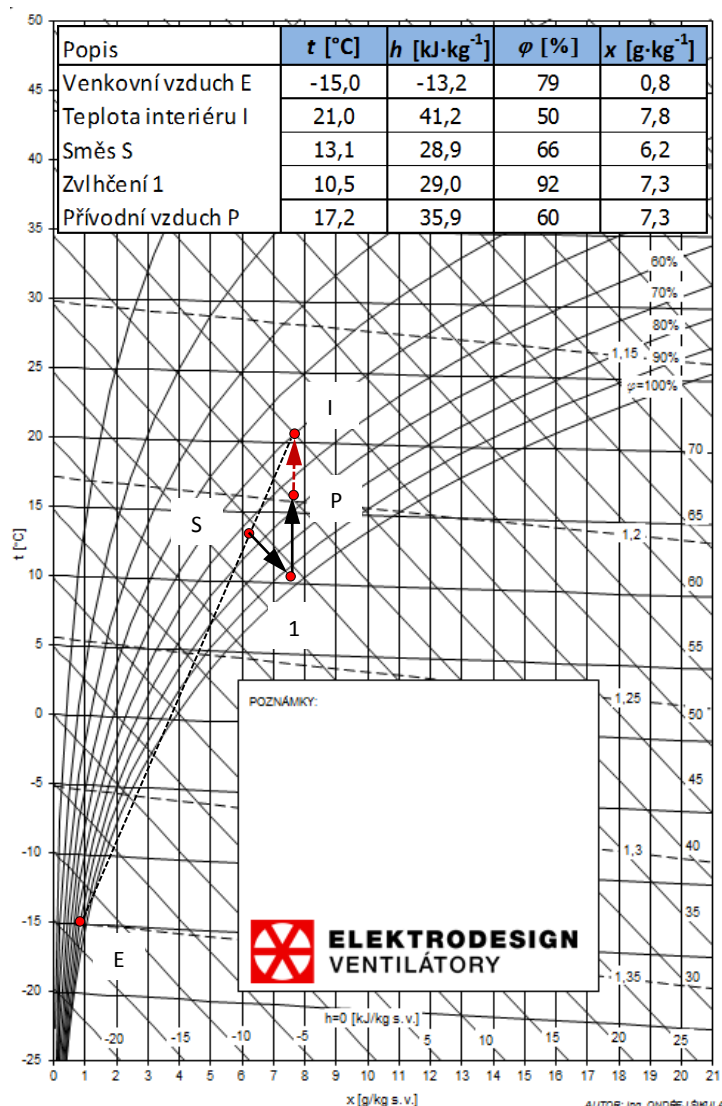


Obr. 12: Stávající úprava vzduchu – letní provoz

### Zimní provoz

Pro úpravu vzduchu v zimním období se připravuje vzduch ve směšovací komoře, kde jsou průtoky vzduchu regulovány otevřením klapek v poměru 70 % pro přívod cirkulačního vzduchu a 30 % pro vzduch nasávaný z exteriéru.

Skutečné průtoky vzduchu ovšem nejsou měřeny. Při sestrojení h-x diagramu bylo použito poměru 2 : 8 neboť při vyšším poměru (3:7) není možné zvlhčit vzduch na požadovanou hodnotu, které se v interiéru dosahuje.



Obr. 13: Stávající úprava vzduchu – zimní provoz

### Zhodnocení současného stavu

Současný stav není optimální a dostatečně nevyhovuje všem požadavkům technologie. Nevhodně je řešeno směřování vzduchu ve směšovací komoře, v které dochází ke kondenzaci vodní páry (blíže kapitola 18), která má negativní dopad na její životnost a předně na hygienickou bezpečnost. Ve vzduchotechnické jednotce dochází k zamrznutí filtrů nacházejících se za směšovací komorou a při teplotách externího vzduchu dosahujícího zimního extrému dochází i k zamrznutí trysek vodní pračky.

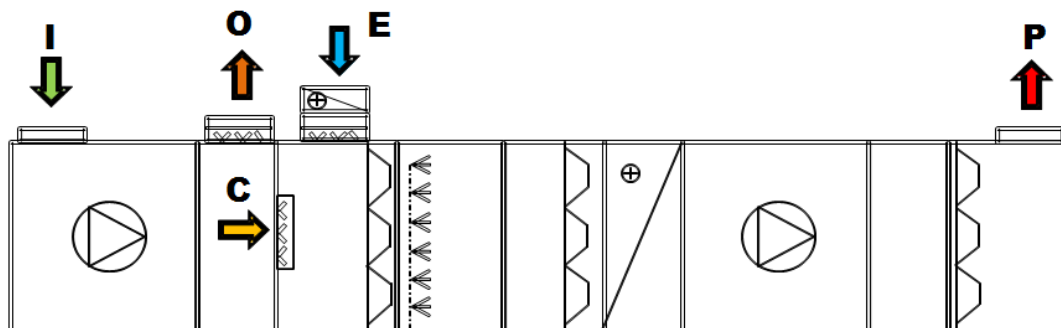
Nevyhovující je také letní provoz VZT jednotky, která nedokáže zajistit teplotu vzduchu vyhovující požadavkům NV 361/2007 Sb., *kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci.*

## 14 VARIANTY ŘEŠENÍ

Navržené varianty řešení VZT jednotky výrobní haly mají představovat možná řešení pro zamezení vzniku kondenzace vodní páry ve směšovací komoře (dále označováno jako SK) a umožnit regulaci teploty v letních měsících.

### 14.1 Varianta č. 1

Cílem první varianty je efektivně vyřešit stávající problémy a současně ponechat v nezměněné sestavě stávající VZT jednotku. Chlazení vzduchu v letních měsících by proto bylo řešeno chladivovým systémem VRV a pro zabránění kondenzace ve SK v zimním období by sloužil elektrický přehřev vzduchu.



Obr. 14: Varianta č. 1

#### Průtok vzduchu:

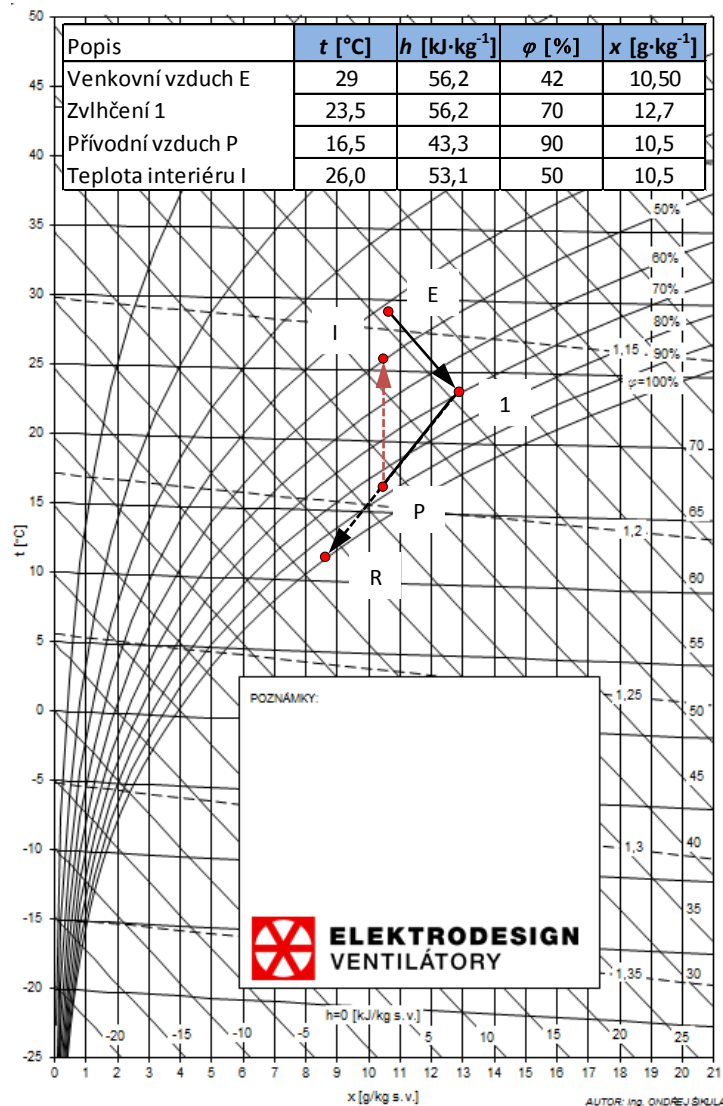
Objem přiváděného vzduchu:  $48\,500\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$

Objem odváděného vzduchu:  $46\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$



## Letní provoz

Do obsluhované haly je přiváděn vzduch, který byl předchlazen ve vodní pračce a to na teplotu nižší, než je teplota interiéru. Úkolem navrženého VRV systému s proměnným průtokem chladiva je pokrýt tepelnou zátěž. S provozem vodní pračky se uvažuje především kvůli zajištění požadované relativní vlhkosti v obsluhovaném prostoru, které se jen s VRV systémem nedá zabezpečit.



Obr. 15: Varianta č. 1 – letní úprava

## Ekonomické zhodnocení VRV systému za dobu provozu 5 let:

- Chladicí výkon:

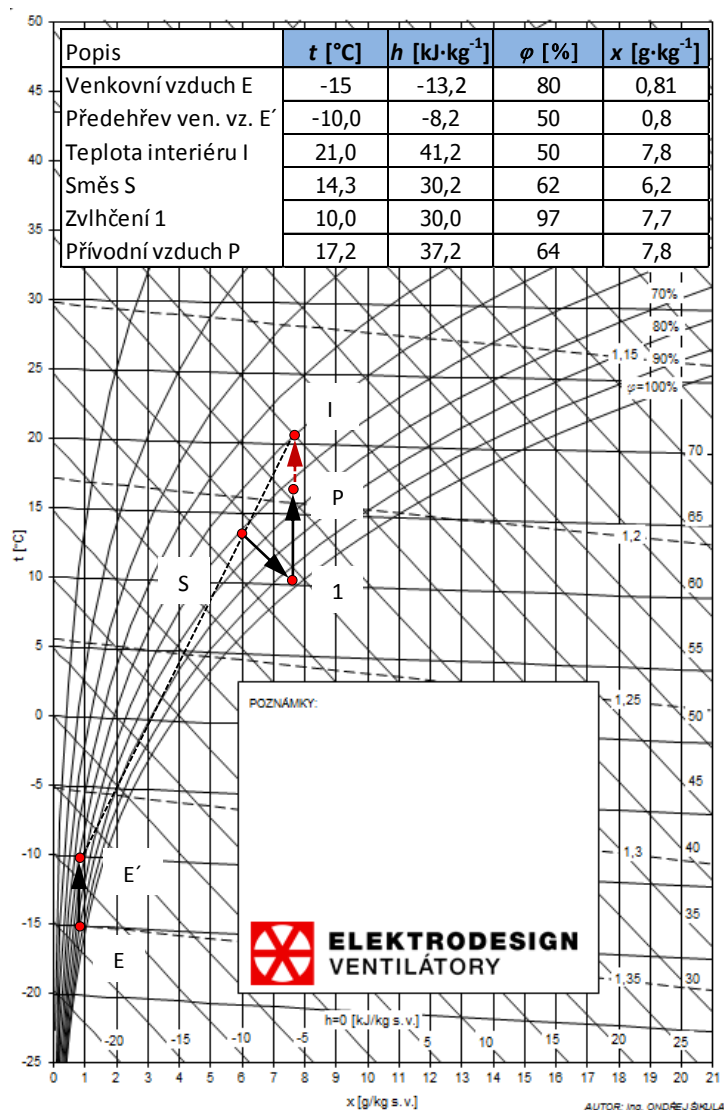
$$Q_{ch} = V \cdot \rho \cdot (h_1 - h_p) = 10,17 \cdot 1,18 \cdot (56,2 \cdot 10^3 - 43,3 \cdot 10^3) =$$

$$= 154,8 \text{ kW}$$

Chladivový výkon [kW]	Počet hodin v provozu [hod/rok]	Spotřeba el. energie [kWh]	Cena el. energie [Kč/kWh]	Náklady celkem [Kč/rok]	Počet [rok]	Pořizovací cena [Kč]	Náklady celkem/5 let [Kč]
231,30	810	187 353,00	5,7	1 067 912,10	5,00	870 000,00	6 209 560,50

### Zimní provoz

Navržené řešení zimní úpravy vzduchu spočívá v ohřevu externího vzduchu před vstupem do směšovací komory. Ten bude zajištěn elektrickým ohřívačem vzduchu umístěným na potrubí.



Obr. 16: Varianta č. 1 – zimní úprava

## Ekonomické zhodnocení elektrického ohřívače za dobu provozu 5 let:

- Výkon el. ohřívače:

$$Q_{o,1} = V_e \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{e'} - t_e) = 2,69 \cdot 1,35 \cdot 1010 \cdot (-10 + 15) = 18,37 \text{ kW}$$

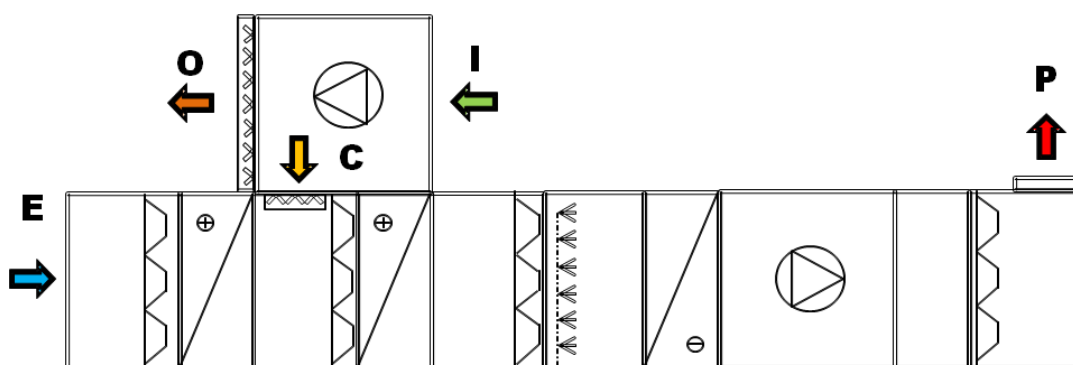
Topný výkon [kW]	Počet hodin v provozu [hod/rok]	Spotřeba el. energie [kWh]	Cena el. energie [Kč/kWh]	Náklady celkem [Kč/rok]	Počet [rok]	Pořizovací cena [Kč]	Náklady celkem/5 let [Kč]
18,37	175	3 218,26	5,7	18 344,09	5,00	15 000,00	106 720,45

### Zhodnocení varianty 1

Navržené změny zajistí požadované mikroklima i hygienickou bezpečnost provozu. Ale vzhledem ke stáří VZT jednotky (20 let) je navrhovaná varianta vhodná pouze jako akutní řešení současných problémů. Z důvodu, že samotné pořízení a pětiletý provoz elektrického ohřívače a VRV systému vyjde na více jak 6 milionů, navrhuji výměnu celé jednotky za novou.

## 14.2 Varianta č. 2

Druhá varianta nabízí technické řešení v podobě návrhu nového VZT zařízení, které umožní chlazení vzduchu pro letní období přímo v jednotce. Jeho sestava také zamezí vzniku kondenzace vodní páry ve směšovací komoře a to umístěním vodního ohřívače na přívodu externího vzduchu.



Obr. 17: Varianta 2 – sestava VZT jednotky

Druhý ohřívač (za SK) je navržen jako pojistný a to pro případy, kdy by jela cirkulace na 100 % (udržovací provoz v době odstávky) nebo by byla omezena výroba, čímž by klesly tepelné zisky od vnitřních zařízení.

Díky zavedeným opatřením je tak možné snížit průtoky přiváděného vzduchu, které byly doposud navrženy pro odvedení tepelné zátěže.

#### **Průtok vzduchu:**

- navržen na 5,5 násobnou výměnu vzduchu

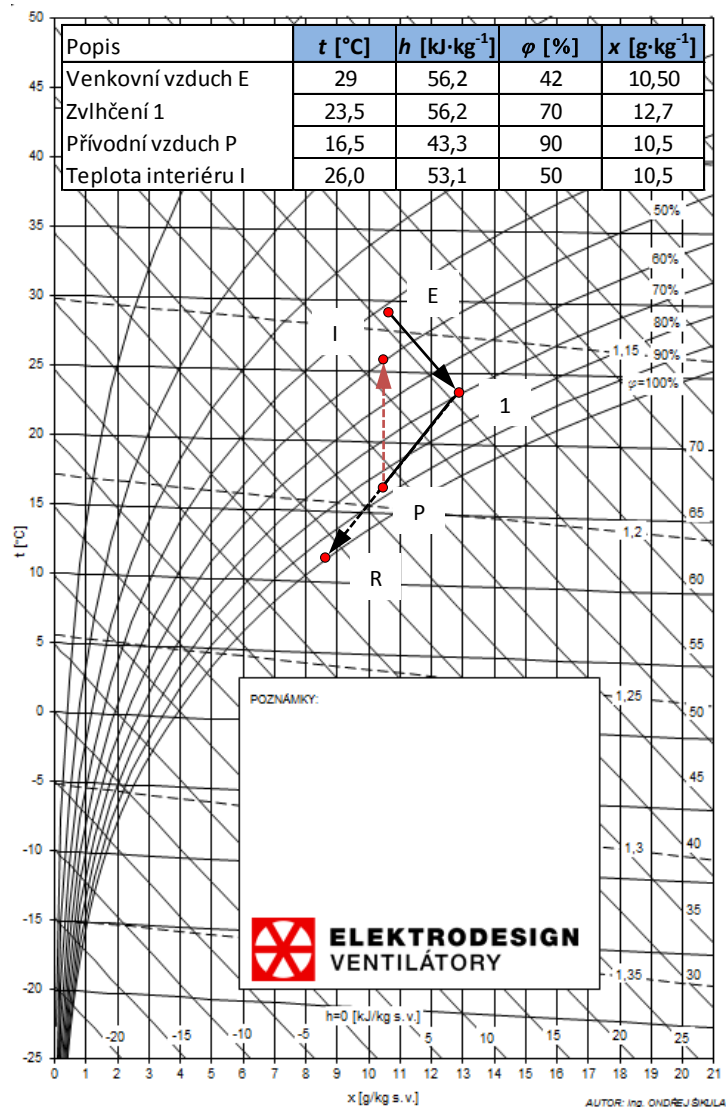
$$V_p = 5,5 \cdot O = 5,5 \cdot 6\,560 = 36\,600 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Objem přiváděného vzduchu: 36 600 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>

Objem odváděného vzduchu: 34 200 m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>

#### **Letní provoz**

V letním období se uvažuje s provozem vodního chladiče, který bude částečně pokrývat tepelné zisky v obsluhovaném prostoru. V provozu bude také adiabatického vlhčení, jehož úkolem bude regulovat vlhkost v interiéru pro udržení požadované hodnoty 50 %.



Obr. 18: Varianta č. 2 – letní úprava

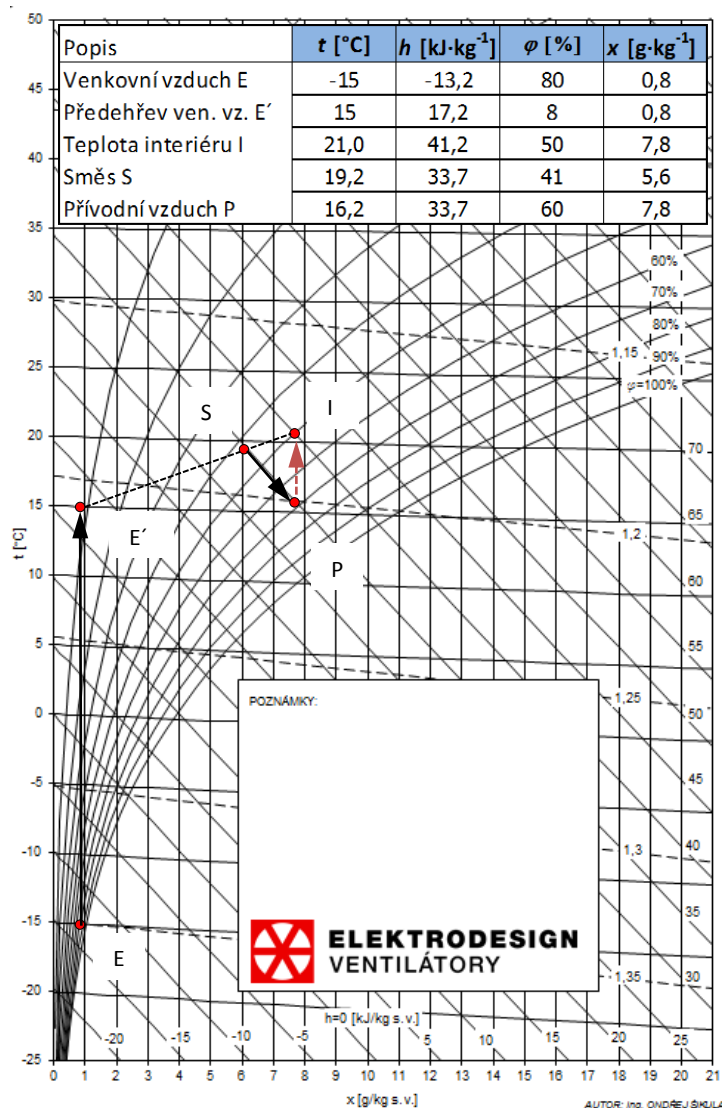
- Chladicí výkon:

$$Q_{ch} = V \cdot \rho \cdot (h_1 - h_p) = 10,17 \cdot 1,18 \cdot (56,2 \cdot 10^3 - 43,3 \cdot 10^3) = 154,8 \text{ kW}$$

### Zimní provoz

Při stávajícím řešení směšování vzduchu dochází ke kondenzaci vodní páry ve směšovací komoře. Jako možné řešení se zde nabízí varianta přehřevu venkovního vzduchu na teplotu, při které se vzduch v procesu směšování nenasytí vodou. V prvním návrhu byl navržen přehřev v elektrickém ohřívači vzduchu. Pro druhou variantu uvažuji s řešením, v kterém se vodní ohřívač umístí na začátek jednotky, tedy na vstup externího vzduchu. Zde se

chladný venkovní vzduch ohřeje a po smísení se vzduchem cirkulačním, a jeho zvlhčení, bude přiváděn do obsluhovaného prostoru.



Obr. 19: Varianta č. 2 - zimní úprava

- Výkon ohříváče 1:

$$Q_{o,1} = 0,3 \cdot V_e \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{e'} - t_e) = 0,3 \cdot 10,17 \cdot 1,2 \cdot 1010 \cdot (15 + 15) = 110,9 \text{ kW}$$

- Výkon ohříváče 2:

$$Q_{o,1} = V_e \cdot \rho \cdot c \cdot (t_x - t_s) = 10,17 \cdot 1,18 \cdot 1010 \cdot (25 - 21) = 48,5 \text{ kW}$$

### Zhodnocení varianty 2

Navrhovaná varianta přináší návrh sestavy nové VZT jednotky. Její výhodou je pokrytí řešených nedostatků jedním funkčním zařízením v podobě

nové VZT jednotky. V zimním období zamezí kondenzaci vodní páry ve směšovací komoře díky vhodně umístěnému ohřívači vzduchu. Pro letní provoz nabízí chlazení vzduchu ve vodní pračce a v chladiči při dodržení požadované vlhkosti interiéru.

Vzhledem ke stáří stávající VZT jednotky, které je 20 let, se jeví pořízení nového vzduchotechnického zařízení jako nejvýhodnější varianta.

## **15 DISTRIBUCE VZDUCHU**

Při návrhu projektu se uvažuje se skladbou VZT jednotky z varianty 2. Vzhledem ke sníženému průtoku vzduchu (ve srovnání se stávajícím stavem) přiváděného do obsluhovaného prostoru, uvažuje se s návrhem nové distribuční sítě.

Doporučená rychlost vzduchu v potrubní síti průmyslových objektů umožňuje návrh 6 až 9 m·s<sup>-1</sup>. Toto rozmezí bylo dodrženo (viz výkres č.1: 1NP - hala). Přívodní i odvodní potrubí je vedeno pod stropem (bez podhledu). Sání vzduchu je řešeno přes protidešťovou mřížku, výfuk znehodnoceného vzduchu je zvolen nad střechu.

Jako distribučními prvky pro přívod vzduchu byly navrženy vířivé vyústě s nastavitelnými lamelami. Odvod vzduchu je realizován odvodními mřížky.

## **16 OCHRANA PROTI HLUKU**

Dle NV 272/2011 Sb. je stanoven hygienický limit ustáleného a proměnného hluku pro pracoviště ve stavbách pro výrobu a skladování, kde hluk nevzniká pracovní činností vykonávanou na těchto pracovištích, ale je způsobován větracím nebo vytápěcím zařízením těchto pracovišť, ekvivalentní hladinou akustického tlaku 70 dB. Pro dodržení daného limitu jsou na potrubí osazeny tlumiče, které zamezí šíření hluku od ventilátorů do vnitřního prostředí a exteriéru.

Projekt: VÝROBNÍ HALA

Zpracovala: PETRA VOJKŮVKOVÁ

# TECHNICKÁ ZPRÁVA



## Obsah

1 Úvod .....	74
2 Podklady pro zpracování .....	74
2.1 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů .....	75
2.2 Výpočtové hodnoty vnitřního prostředí .....	75
3 Koncepce větracích zařízení.....	75
3.1 Větrání.....	76
4 Energetické zdroje .....	76
5 Nároky na energii .....	76
6 Měření a regulace .....	76
7 Nároky na související profese .....	77
7.1 Stavební úpravy .....	77
7.2 Silová instalace.....	77
7.3 Zdravotechnika .....	77
7.4 Chlazení.....	78
8 Protihluková a protiotřesová opatření.....	78
9 Izolace a nátěry.....	78
10 Protipožární opatření.....	78
11 Montáž, provoz, údržba a obsluha zařízení .....	79
12 Závěr .....	79

## 1 Úvod

K projektu vzduchotechniky: Výrobní hala

Stupeň: Projekt stavebního povolení

Investor: xxx

Projektant: Bc. Petra Vojkůvková

## 2 Podklady pro zpracování

Projekt je zpracován na základě stavebních a technologických podkladů, požadavků investora a v souladu s příslušnými zákony a prováděcími vyhláškami, Českými technickými normami a podklady výrobců vzduchotechnických zařízení a chladivových systémů.

### Právní předpisy

- Zákon č. 183/2006, *o územním plánování a stavebním řádu.*
- Vyhláška 268/2009 Sb., *o technických požadavcích na stavby.*
- Nařízení vlády 272/2011 Sb., *o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.*
- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., *kterými se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci.*

### České technické normy

- ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov
- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN EN 12 831 Vytápěcí systém budov - Metoda výpočtu tepelné ztráty.
- ČSN 12 7010 Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- ČSN 73 0872 Ochrana staveb proti šíření požáru ve vzduchotechnickém zařízení
- ČSN EN 13 779 Větrání nebytových budov - Základní požadavky
- ČSN 73 0804 Požární bezpečnost staveb - Výrobní objekty

## 2.1 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo:	Brno-venkov
Nadmořská výška:	235 m. n m.
Normální tlak vzduchu:	98,8 kPa
Výpočtová teplota zima:	-15 °C
Výpočtová teplota léto:	+29 °C
Entalpie léto:	56,2 kJ/kg

## 2.2 Výpočtové hodnoty vnitřního prostředí

Vzduchotechnické zařízení zajišťují:

MÍSTNOST		VÝSLEDNÁ TEPLOTA		RELATIVNÍ VLHKOST		HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU  [dB/A]
		$t_g$ [°C]		$\varphi$ [%]		
Č.M.	POPIS	zima	léto	zima	léto	
1	Hala	20	27	50	50	70

Hluk ve vnějším prostoru v chráněném prostoru staveb v denní době 45 dB, v noci 40 dB. Vzhledem k charakteru obsluhovaného prostoru je uvažováno s provozem zařízení v noční době.

## 3 Koncepce větracích zařízení

Systém vzduchotechnického zařízení je koncipován jako přetlakový, s decentrální úpravou vzduchu, s nuceným teplo-vzdušným větráním výrobní haly. Návrh řešení vychází ze současných stavebních dispozic a požadavků kladených na interní mikroklima z hlediska výrobní technologie.

### Zařízení č. 1 – teplovzdušné větrání výrobní haly

Toto zařízení je umístěno ve strojovně vzduchotechniky. Distribuce vzduchu je volena hranatým potrubím. Přívodní i odvodní potrubí je vedeno pod stropem (bez podhledu). Distribučními prvky pro přívod jsou řešeny anemostaty s nastavitelnými lamelami. Odvod vzduchu je realizován odvodními mřížky v potrubí.

Sání vzduchu bude realizováno přes protidešťovou mřížku, výtlak znehodnoceného vzduchu je zvolen nad střechu. Obsluhovanou halu lze přirozeně větrat okny.

Výměna vzduchu pro řešenou halu, je navržena s ohledem možnost regulace teploty a vlhkosti vnitřního prostředí. Provozovaná technologie vyžaduje konstantní relativní vlhkost drženou na 50 %, aby byly dodrženy mikroklimatické podmínky a hygienické limity chemických látek a prachu. VZT jednotka je umístěná na základovém rámu výšky 0,15 m ve strojovně vzduchotechniky. Kondenzační jednotka bude umístěna na střeše strojovny.

#### Skladba:

- PŘÍVOD: uzavírací klapka, filtr F5, ohřívač, směšovací komora, filtr F7, ohřívač, zvlhčovač, chladič, ventilátor, filtr F9, tlumící vložka.
- ODVOD: ventilátor, uzavírací klapka

### **3.1 Větrání**

Větrání je navrženo na požadavky technologie. Při tom jako základní principy návrhu objektového řešení jsou přijaty následující podmínky:

- Množství přiváděného vzduchu: 36 600 m<sup>3</sup>/h
- Minimální množství venkovního vzduchu: 30 % přívodního vzduchu
- Filtry VZT zařízení jsou navrženy s jednostupňovou filtrací, pro přívodní filtry s třídou filtrace F5, F7 a F9.

### **4 Energetické zdroje**

K zajištění chodu větracích a klimatizačních zařízení je třeba zabezpečit zdroje energií viz Tabulka výkonů.

### **5 Nároky na energii**

Součtové elektrické příkony ventilátorů:

$$1.1 \quad P_{v,p} = 24,4 \text{ kW} \quad P_{v,o} = 11 \text{ kW}$$

### **6 Měření a regulace**

Navržený vzduchotechnický systém bude řízen a regulován samostatným systémem měření a regulace – profese MaR. Základní funkční parametry:

- Ovládání chodu ventilátorů, silové napájení ovládaných zařízení.
- Regulace teploty vzduchu řízením výkonu teplovodního ohřívače v zimním období – směšování .
- Umístění teplotních a vlhkostních čidel na přívodním a odvodním potrubí.
- Regulace vlhkosti vzduchu na 50 % řízením výkonu adiabatické pračky a ohřívače.
- Ovládání uzavíracích klapek na jednotce včetně dodání servopohonů.
- Regulace množství cirkulačního a externího vzduchu pomocí uzavíracích klapek ve směšovací komoře včetně dodání servopohonů
- Protimrazová ochrana teplovodního výměníku – měření na straně vzduchu i vody. Při poklesnutí teploty: 1) vypnutí ventilátoru, 2) uzavření klapek, 3) otevření třicestného ventilu, 4) spuštění čerpadla.
- Signalizace bezporuchového chodu ventilátorů pomocí diferenčního snímače tlaku.
- Plynulá regulace výkonu ventilátorů frekvenčními měniči na přívodu i odvodu vzhledem k zanášení filtrů a možnosti nastavení vzduchového výkonu zařízení podle potřeby provozu a časového rozvrhu.
- Snímání a signalizace zanesení filtrů pomocí měření tlakové ztráty
- Poruchová signalizace.
- Snímání signalizace chodu, poruchy a zapnutí a vypnutí zdroje chladu.
- Snímání signalizace chodu, poruchy a zapnutí a vypnutí parního vyvíječe.
- Signalizace stavu otevření požárních klapek
- Připojení veškeré signalizace a regulace do jednoho místa

## **7 Nároky na související profese**

### **7.1 Stavební úpravy**

Dle potřeby stavby.

### **7.2 Silová instalace**

- Doplnění stávajícího rozvaděče o jističe pro napojení vzduchotechnických jednotek a připojení těchto jednotek k elektrické síti 230, 400 V/50 Hz.
- Uzemnění všech zařízení.
- Napojení softwaru MaR s jednotlivými komponenty.

### **7.3 Zdravotechnika**

- Odvod kondenzátu od vzduchotechnické jednotky - svod kondenzátu bude napojen na odpadní potrubí.
- Ve strojovně budou zřízeny podlahové vpusti dle výkresové dokumentace.

### 7.3 Vytápění

- Připojení ohřívačů VZT jednotek na topnou vodu 80/60 °C – včetně příslušných regulačních armatur.
- Přenastavení a regulace stávající otopné soustavy.

### 7.4 Chlazení

Zajištění dostatečného množství chladu pro provoz VZT jednotky zajistí profese chlazení i s projektem.

## 8 Protihluková a protiotřesová opatření

Do rozvodných tras potrubí budou vloženy tlumiče hluku, které zabrání nadměrnému šíření hluku od ventilátorů do vnitřních prostor a okolní zástavby. Tyto tlumiče budou osazeny jak v přívodních, tak v odvodních trasách vzduchovodů, kde by bez tlumiče nevyhověla hladina hluku dle nařízení vlády č. 272/2011 Sb. Vzduchovody budou protihlukově izolovány od zdroje hluku za jednotlivé tlumiče jak na sání, tak na výtlačku. VZT jednotky budou pružně uloženy za účelem zamezení šíření vibrací. Veškeré vzduchovody budou napojeny na vzduchovody přes tlumící vložky. Všechny prostupy VZT potrubí stavebními konstrukcemi budou obloženy a dotěsněny izolací.

## 9 Izolace a nátěry

Jsou navrženy tepelné izolace z minerální plsti. Tepelná izolace bude zároveň plnit funkci hlukové izolace. Veškerá sací a výtlačná potrubí budou tepelně izolovaná.

Tepelná izolace – tl. izolace 50 mm  $\lambda = 0,04 \text{ W/mK}$

Izolační pouzdro – tl. 30 mm  $\lambda = 0,04 \text{ W/mK}$

Při použití jiného druhu izolace je nutné se řídit uvedenými parametry a dodržet hygienické a funkční parametry zařízení. Ochranné nátěry nejsou uvažovány.

## 10 Protipožární opatření

Všechny vzduchovody, které prochází přes požárně dělící konstrukce, budou opatřeny protipožárními klapkami, zabráňující v případě požáru v některém požárním úseku jeho šíření do dalších požárních úseků. V případě, kde nebude možno protipožární klapku osadit do požárně dělící konstrukce, bude potrubí mezi touto konstrukcí a požární klapkou opatřeno izolací s požadovanou dobou odolnosti. Osazené požární klapky jsou ruční, teplotní a s elektromagnetem AC 230 V.

## **11 Montáž, provoz, údržba a obsluha zařízení**

- Realizační firma provede v rámci své dodávky rozpis VZT potrubí pro výrobní a montážní účely.
- Protidešťové žaluzie bude tvořena z pozinkovaného plechu připraveného k případnému nátěru – architektonické řešení.
- Při montáži požárních klapek budou zajištěny přístupy pro následné revize.
- Montáž všech zařízení bude provedena odbornou montážní firmou. Navržená zařízení budou montována podle montážních předpisů jednotlivých prvků.
- Veškerá zařízení musí být po montáži vyzkoušena a zregulována. Uživatel musí být řádně obeznámen správným užíváním a údržbou zařízení.
- VZT jednotka musí být pravidelně kontrolována a čištěna dle provozního řádu údržby tak, aby byla stále v provozuschopném stavu. Okolí zařízení musí být vždy čisté a přístupné pro snadnou a bezpečnou kontrolu či údržbu. Vizually bude hygienická účinnost provozu (filtrační část) jednotlivých VZT zařízení kontrolována jednou týdně, v rámci profese MaR bude kontrolováno zanášení jednotlivých stupňů filtrace (měření tlakové difference filtrů). O kontrolách a údržbě musí být veden záznam a jejich frekvence bude určena v provozním řádu – zajistí dodavatel.
- Výměna dílčích prvků VZT zařízení a následné nakládání s nimi bude prováděno dle předpisů jednotlivých výrobců.
- Navržené VZT zařízení, bude řízeno a regulováno samostatným systémem měření a regulace – profese MaR.

## **12 Závěr**

Navržené VZT zařízení splňuje nároky kladené na provoz daného typu a charakteru. Zabezpečí v obsluhované hale vhodné mikroklima vyžadované provozovanou technologií.

# Specifikace

Specifikace - seznam strojů a zařízení			
Název zakázky:			
<b>Výrobní hala</b>			
	<b>Zařízení č. 1 - hala</b>	<b>MJ</b>	<b>Počet</b>
1.1	VZT jednotka	kpl	1
1.2	Protidešťová žaluzie 2600x2200	ks	1
1.3	Výfukové koleno 2200x1000	ks	1
1.4	Kulisový tlumič 2000x1000x1500; $f = 100$	ks	2
1.5	Kulisový tlumič 2000x1000x1000; $f = 100$	ks	2
1.6	Požární klapka s elektromagnetem AV 230 V; 2000x800	ks	1
1.7	Regulátor průtoku 1120x630	ks	2
1.8	Regulační klapka 1000x630	ks	2
1.9	Odvodní mřížka do potrubí 1020x220	ks	28
1.10	Vířivý anemostat s nastavitelnými lamelami 825x825 - přívod	ks	34
	Čtyřhranné ocel. potrubí sk. I do obvodu :		
	1500 / 40 % tvar. dílů	bm	22
	2000 / 40 % tvar. dílů	bm	21
	2600 / 40 % tvar. dílů	bm	43
	3400 / 40 % tvar. dílů	bm	62,5
	5600 / 40 % tvar. dílů	bm	29
	Ohebná hadice SONOFLEX MI - 355	bm	64,6
	Tepelná izolace tl. 50 mm - rohože na drátěném pletivu	m <sup>2</sup>	30
	-s Al fólií, přelepení spojů Al páskou		



# Tabulka výkonů

Výrobní hala		Ventilátor				Elektřina				Ohřev			Chlazení				Ovládní
		přívod/ odvod/ cirkulace	Množství vzduchu	Externí tlak	Počet	Elektrický výkon jednotkový	Elektrický výkon celkem	Elektrický proud jednotkový	Napětí / frekvence	Topný výkon 80/60 °C	Průtok média	Tlaková ztráta výměníku	Chladič výkon 6/12 °C	Průtok média	Tlaková ztráta výměníku	Kondenzát	
Název zařízení/ police																	
1 Zařízení č. 1 - větrání haly																	
1.1 VZT jednotka																	
	přívodní ventilátor	P	36 600	550	1	24,4	24,4	42	3x400V	110,9	4,8	0,08				jednotáčkový motor řízený FM- MaR	
	vodní ohřevač									48,5	2,18	0,042				směšovací uzel MaR	
	vodní ohřevač															směšovací uzel MaR	
	vodní chladič											154,8	21,5	0,129		rozdělovací uzel MaR	
	odvodní ventilátor	O	34 200	380	1	11	11	22,9	3x400V							jednotáčkový motor řízený FM- MaR	
Celkem:						0,3	35			159		155					
Celkem s předpokládanou současností:						0,3	14		0,3	48		46					



**Vysoké učení technické v Brně**  
**Fakulta stavební**  
**Ústav technických zařízení budov**

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING  
Institute of Building Services

## **C. EXPERIMENTÁLNÍ A SIMULAČNÍ ŘEŠENÍ**

**Autor práce:**

**Petra Vojkůvková**

BRNO 2012

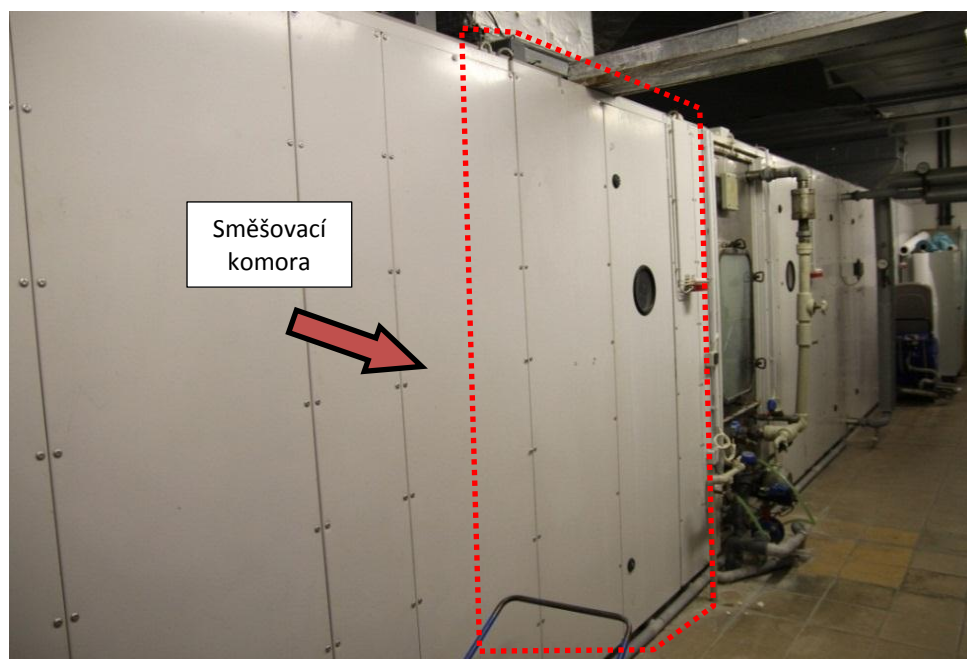
## 17 ÚVOD

Měření a experimenty mají ve fyzice zásadní význam, protože umožňují empirickou cestou získat poznatky o vzájemných vztazích mezi fyzikálními veličinami či vzájemných souvislostech mezi jejími vlastnostmi. Měření také pomáhá v ověřování principů fyzikálních dějů a slouží k ověřování správnosti výsledků numerického modelování.

## 18 KONDENZACE VODNÍ PÁRY VE SMĚŠOVACÍ KOMOŘE<sup>6</sup>

Pro experiment byla zvolena VZT jednotka, která zajišťuje úpravu vzduchu pro technologický proces vyžadující celoroční zvlhčování přiváděného vzduchu do obsluhovaného prostoru. Jedná se o sestavnou jednotku popsanou v kapitole 13.1. Její rozměry uvádí obrázek 20.

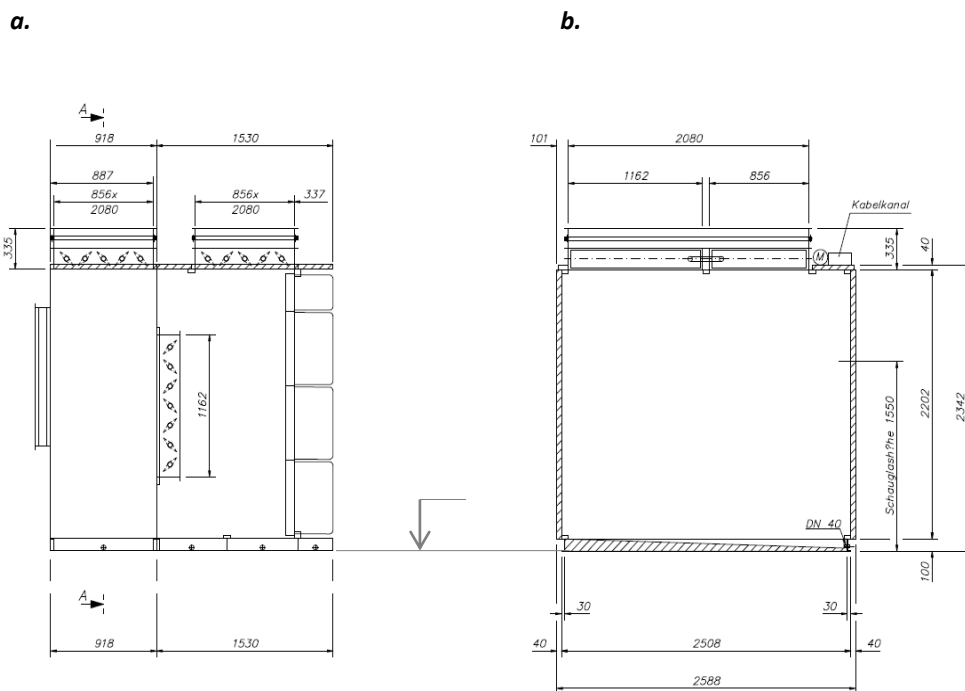
Vzduchotechnická jednotka je umístěna ve strojovně vzduchotechniky, v které je udržovaná teplota v rozmezích 18-20 °C. Je napojená na systém měření a regulace. Stáří jednotky je 20 let.



Obr. 20: VZT jednotka s vyznačením směšovací komory

---

<sup>6</sup> Kapitola vychází ze soutěžního příspěvku SVOČ [26]



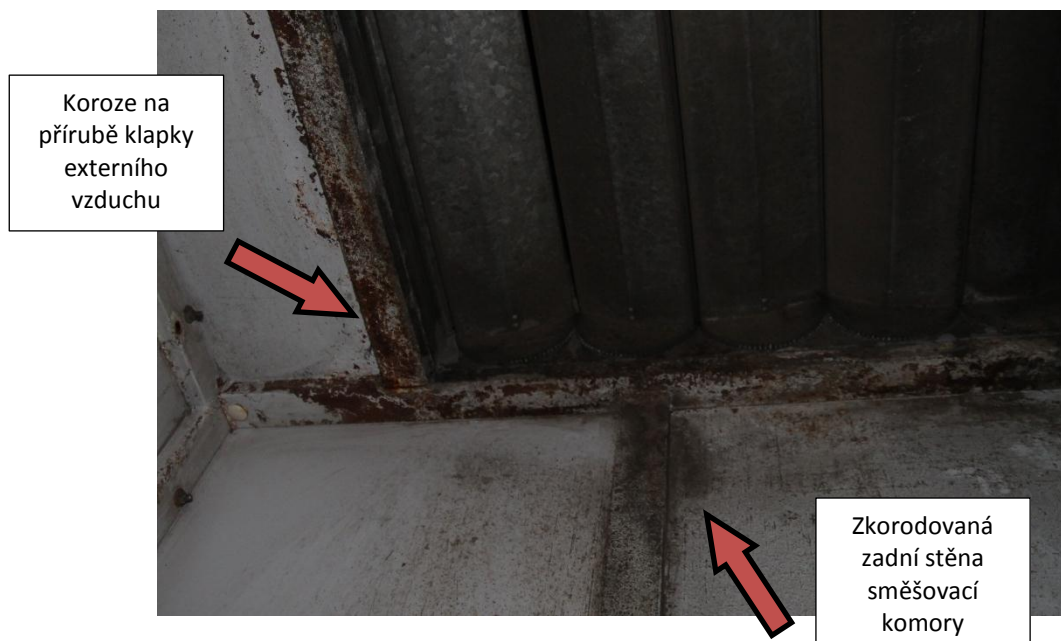
Obr. 21: a. - Podélný řez směšovací komorou, b. - příčný řez směšovací komorou

## 18.1 Metodika měření

Uvnitř SK byl proveden vizuální průzkum a experimentální měření pro stanovení teploty a vlhkosti vstupujících proudů vzduchu a povrchové teploty stropní části směšovací komory. Daná měření měla prověřit předpoklad, že na jejích stěnách dochází ke vzniku kondenzace vzdušné vlhkosti.

### 18.1.1 Vizuální prohlídka

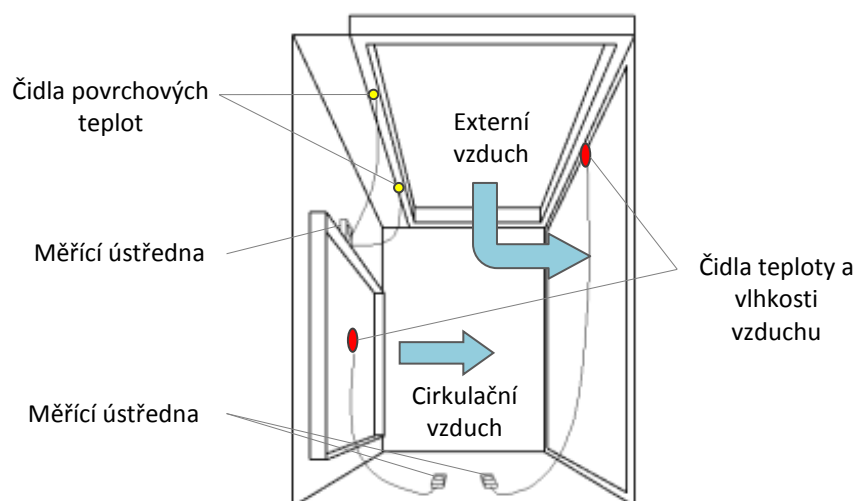
Vizuální prohlídka komory zjistila její korozivní stav. V její horní části, kde se nachází klapka venkovního vzduchu, byla zřetelně patrná rez, jak dokumentuje obrázek 22. Jejím důsledkem došlo k oprýskání barvy a vytvoření na povrchu typických, do hněda zbarvených skvrn. Oblasti nejvíce postižené korozí se nacházely na přírubě klapky, kterou je do komory přiváděn venkovní vzduch. Již slabší poškození měla zadní stěna komory, zatím co stěna nad cirkulační klapku a oblast spodní části komory nevykazovaly žádné známky korozního napadení.



Obr. 22: Koroze v okolí venkovní klapky

### 18.1.2 Měření teploty a vlhkosti směšovaných proudů vzduchů

Měření, které ve směšovací komoře probíhalo, mělo ověřit výskyt vhodných podmínek pro kondenzaci vodní páry. Za tímto účelem byly do komory vloženy 2 přístroje Datalogger S3121 s externí sondou měřící teplotu a vlhkost vzduchu, vždy s umístěním jednoho čidla na přívodu vzduchu, tzn. u klapky přivádějící externí vzduch a klapky s cirkulačním vzduchem. Pro určení povrchových teplot byla k místům nejvíce zkorodované příruby (na klapce externího vzduchu) přichycena 2 čidla povrchových teplot, jenž byla napojena na přístroj Datalogger S0141. Všechna měřená data byla do přístrojů zapisována v kroku 1 minuty po dobu 6 dnů a to ode dne 12. 3. 2013.

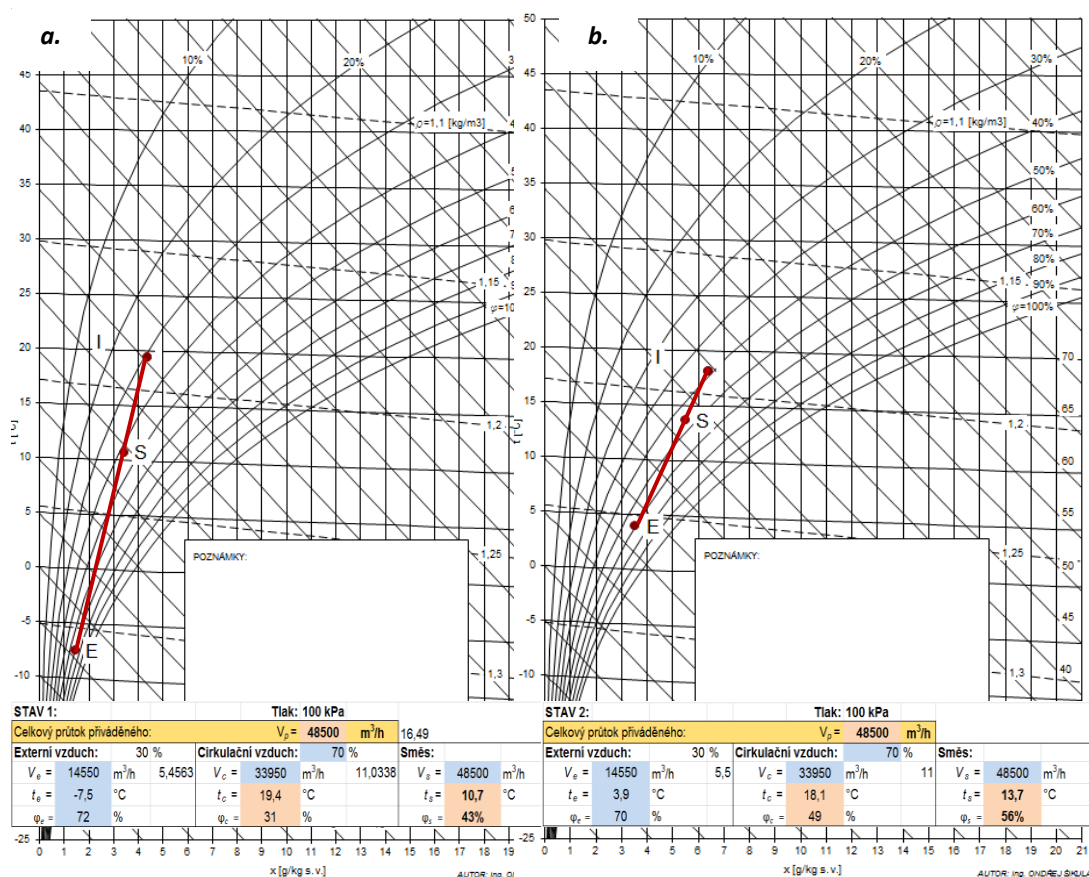


Obr. 23: Umístění čidel

Z naměřených dat se vybraly údaje z jednoho časového kroku náležící hodnotě s nejnižší naměřenou teplotou externího vzduchu a nejvyšší vlhkostí cirkulačního vzduchu. Pro posouzení vzniku kondenzace se data vynesla do Mollierova  $h$ - $x$  diagramů.



Obr. 24: Umisťování čidel a ústředny nad cirkulační klapku



Obr. 25: *h-x diagramy – a. nejnižší teplota externího vzduchu, b. nejvyšší vlhkost cirkulačního vzduchu*

Při měření se očekávalo, že se podaří zajistit takové parametry směřovaných proudů vzduchu, které vytvoří vhodné podmínky ke vzniku kondenzace vzdušné vlhkosti. Tyto podmínky by představovaly teplotu nasávaného vzduchu z exteriéru pod  $-10$  °C a vlhkost na straně cirkulačního vzduchu nejméně 45 %. Po dobu měření byla přístroji zjištěná nejnižší teplota  $-7,5$  °C, která, jak se ukazuje po vynesení do *h-x* diagramu, je nedostatečná (obrázek 26 a.). Se stejným výsledkem skončilo i posouzení vlhkosti cirkulačního vzduchu. Nejvyšší dosažená hodnota 49% relativní vlhkosti neposkytla směšovanému vzduchu dostatečný vodní objem, aby v *h-x* diagramu došlo k protnutí směšovací úsečky s křivkou 100% nasycení a tím ke vzniku kondenzace (obrázek 25 b.). Konstrukce *h-x* diagramu vychází z [10].

Protože se během měření nevyskytly vhodné klimatické podmínky pro zajištění nižších teplot externího vzduchu, bylo k dalšímu ověřování kondenzace použito jiných vstupních parametrů. Ty vychází ze zimních

výpočtových teplot vzduchu dané oblasti a z údajů zařízení MaR odečtených dne 28.2.2013.

## 18.2 Řešení úpravy vzduchu

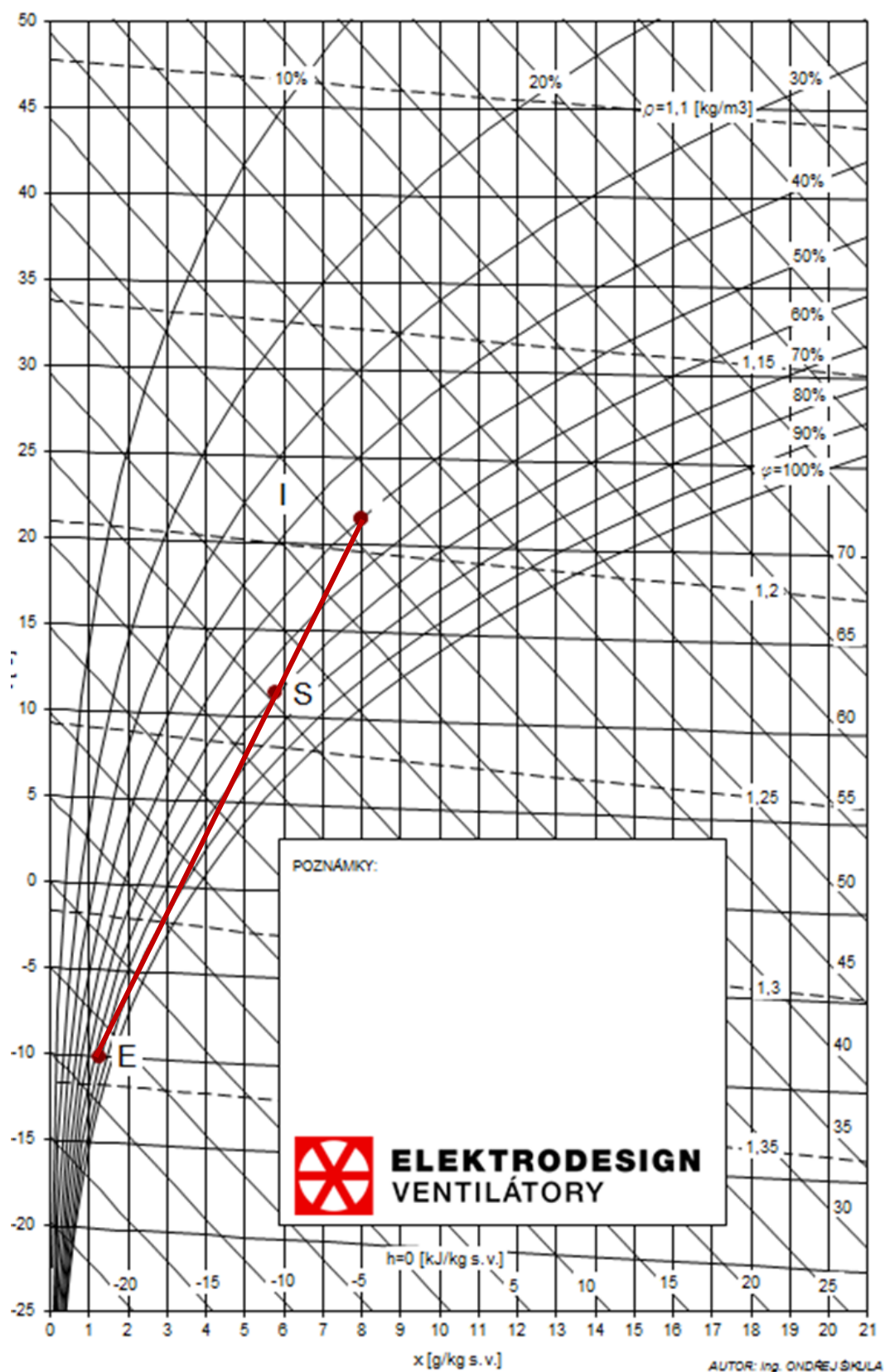
Pro určení výsledného stavu vzduchu a polohy směšovací křivky ke křivce nasycení byla zakreslena úprava vzduchu, ke které ve směšovací komoře dochází, do h-x diagramu. Aby bylo možné srovnat možnosti výskytu kondenzace při odlišných okrajových podmínkách, byly vytvořeny pro venkovní vzduch dva návrhové stavy s rozdílnými teplotami. V prvním návrhovém stavu je zadaná teplota venkovního vzduchu  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pro druhý je zvolená výpočtová zimní teplota  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . V obou případech má venkovní vzduch stejnou měrnou vlhkost  $0,8\text{ g}\cdot\text{kg}^{-1}$  odpovídající relativní vlhkosti 80 %. Parametry odsávaného vzduchu z interiéru byly odečteny ze zařízení MaR, které danou VZT jednotku ovládá. Teplota nasávaného venkovního vzduchu při odečítání hodnot byla  $+5,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Vzhledem k charakteru provozu (vysoká produkce tepla), se dá očekávat, že se teplota ani vlhkost odsávaného vzduchu při návrhových venkovních teplotách  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  nebude měnit.

Směšovací poměr venkovního a cirkulačního proudu vzduchu je zvolen s ohledem na požadovaný průtok čerstvého vzduchu (daný technologickými požadavky), a to v poměru 3:7.

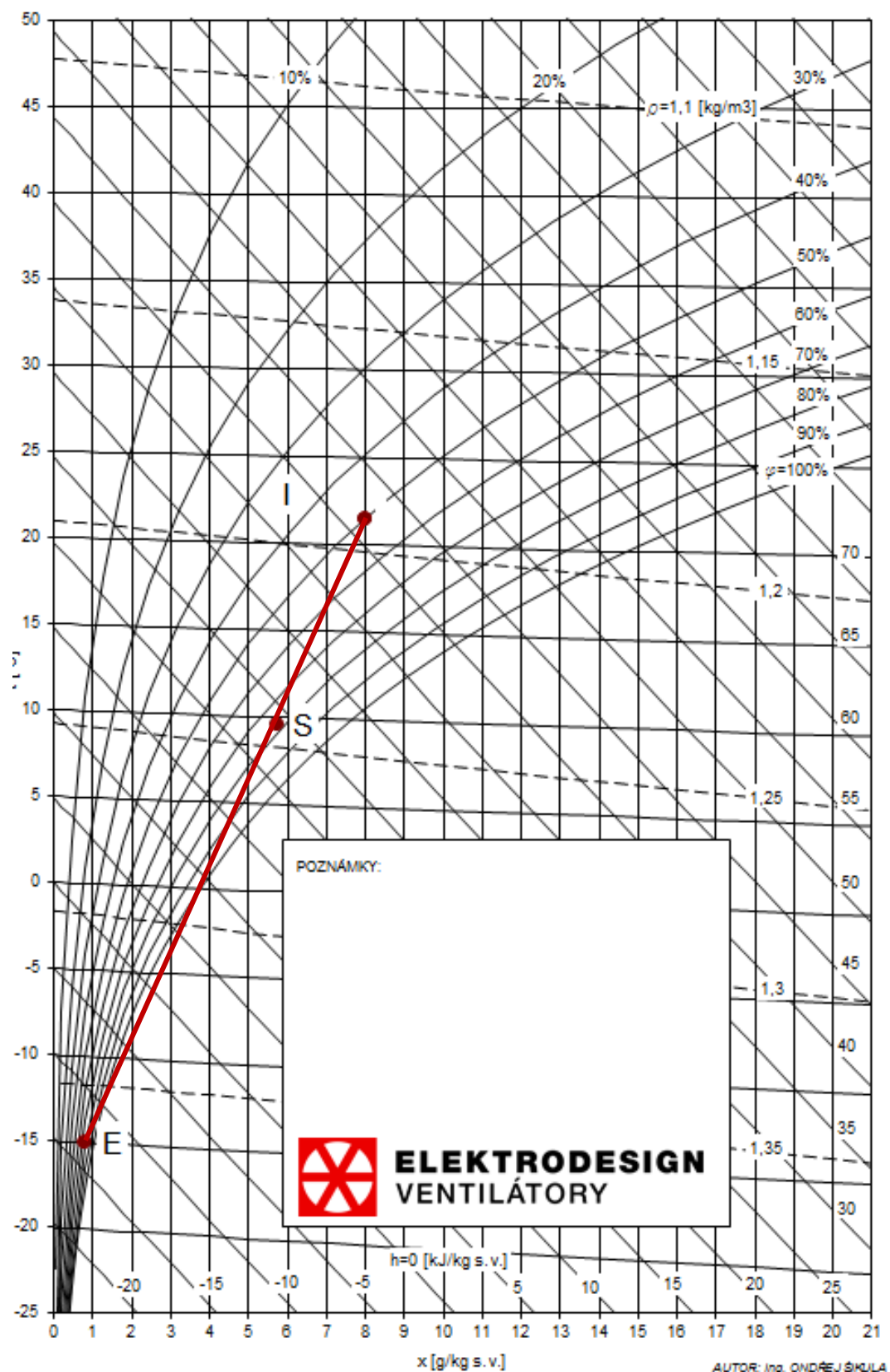
Po spojení stavů vzduchu úsečkou a vynesení směšovacích poměrů získáváme v h-x diagramech, viz obrázky 27 a b8, výsledný stav směsi – dle [10]. Ten se nachází shodně v obou případech nad křivkou nasycení, což by dle dosavadních předpokladů znamenalo, že by ke kondenzaci vodní páry na stěnách komory nemělo ani v jednom z případů docházet.

Poloha směšovacích úseček ke křivce nasycení již shodná není. V návrhovém stavu 1, pro venkovní vzduch o teplotě  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , spojnice směšovaných vzduchů prochází nad křivkou nasycení. Kdež to v případě č. 2, pro venkovní teplotu vzduchu  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , úsečka křivku 100% vlhkosti protíná.





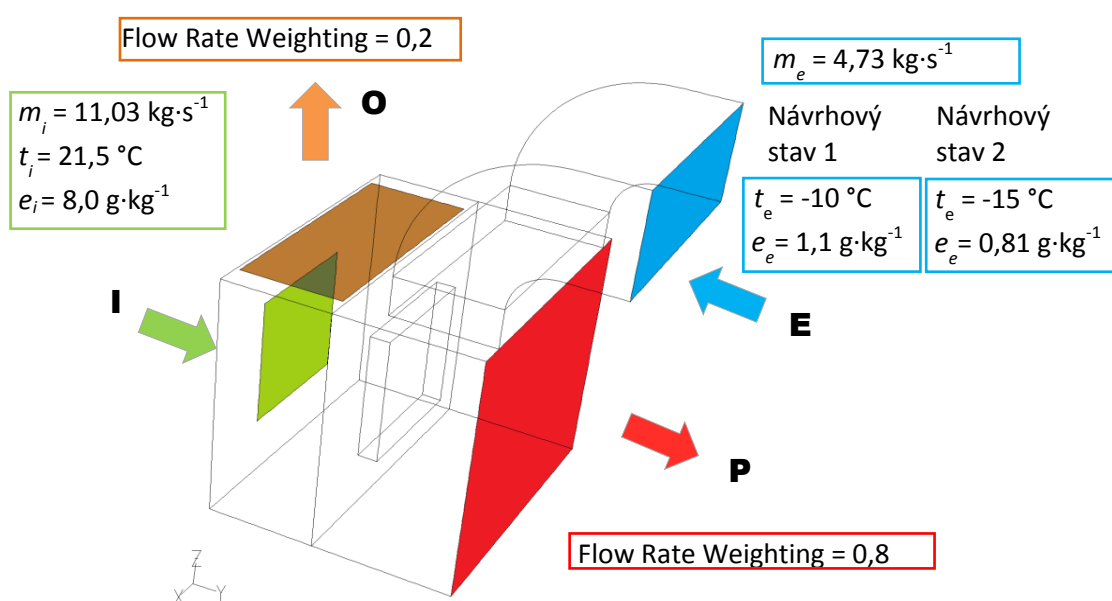
Obr. 26: Návrhový stav 1 – teplota venkovního vzduchu  $t_{e,1} = -10$  °C



Obr. 27: Návrhový stav 2 – teplota venkovního vzduchu  $t_{e,2} = -15^\circ\text{C}$

### 18.3 Simulace - metoda CFD

Posouzení, je-li možné, aby uvnitř směšovací komory při takto definovaných parametrech vzduchu docházelo ke kondenzaci vodních par na jejích stěnách - která se projeví výskytem koroze - bylo řešeno metodou počítačového modelování dynamiky tekutin – metodou CFD. Tato metoda je pro tyto účely vhodná, jak dokládá publikace [9] a [19]. Pro její matematicko-fyzikální simulaci jsem vytvořila v softwaru GAMBIT geometrie s okrajovými podmínkami, a samotný výpočet provedla ve výpočetním programu ANSYS Fluent.



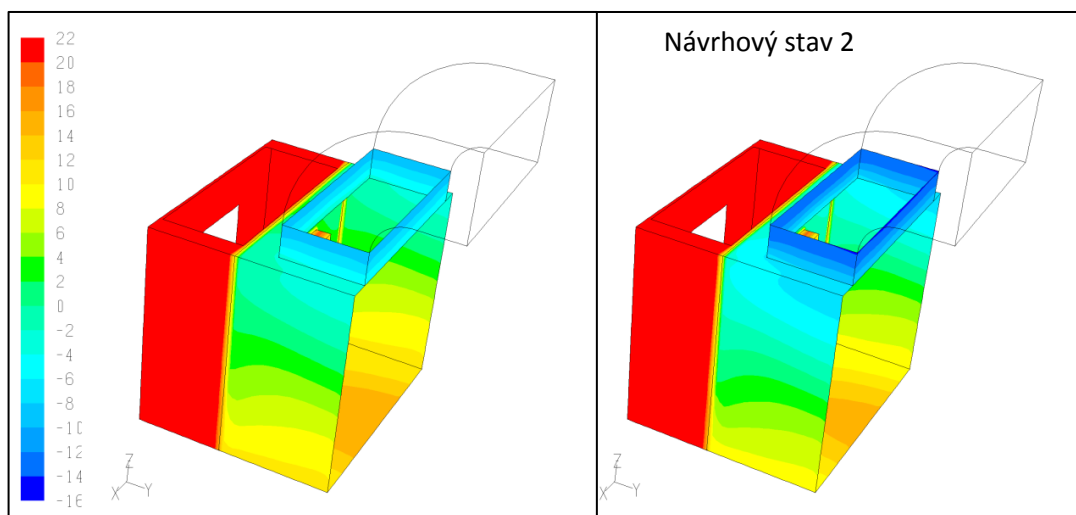
Obr. 28: Geometrie a okrajové podmínky

Geometrie komory byla zadána dle výkresové dokumentace jednotky – viz obr. 21. Simulace byly vytvořeny pro oba návrhové stavy vzduchu, pro venkovní teploty  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $-15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Okrajové podmínky byly zadány hmotnostními průtoky, teplotami směšovaných vzduchů a vodním obsahem dle obr. 28. Turbulence na vstupu byla zadána její intenzitou a charakteristickým rozměrem. Pro přepočet hmotnostních průtoků bylo zavedeno zjednodušení a u všech stavů vzduchu použita konstantní hustota vzduchu  $1,17 \text{ kg/m}^3$ .

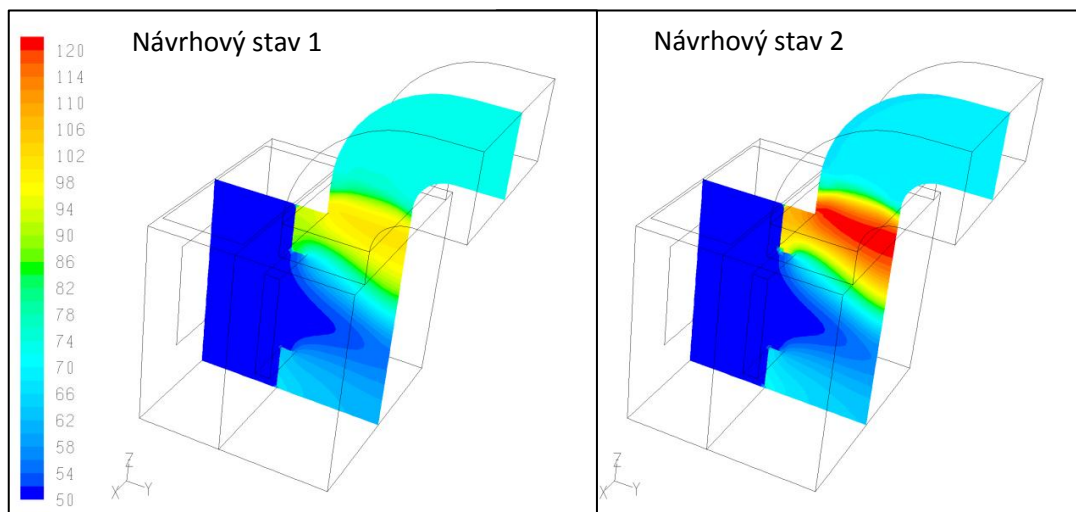
Pro simulaci byl zvolen stacionární výpočet s časově ustáleným prouděním vzduchu s vlivem turbulence a tepelné radiace. Iteračním řešičem bylo dosaženo ve všech případech plně zkonvergovaného stavu.

### 18.3.1 Grafické výstupy simulace

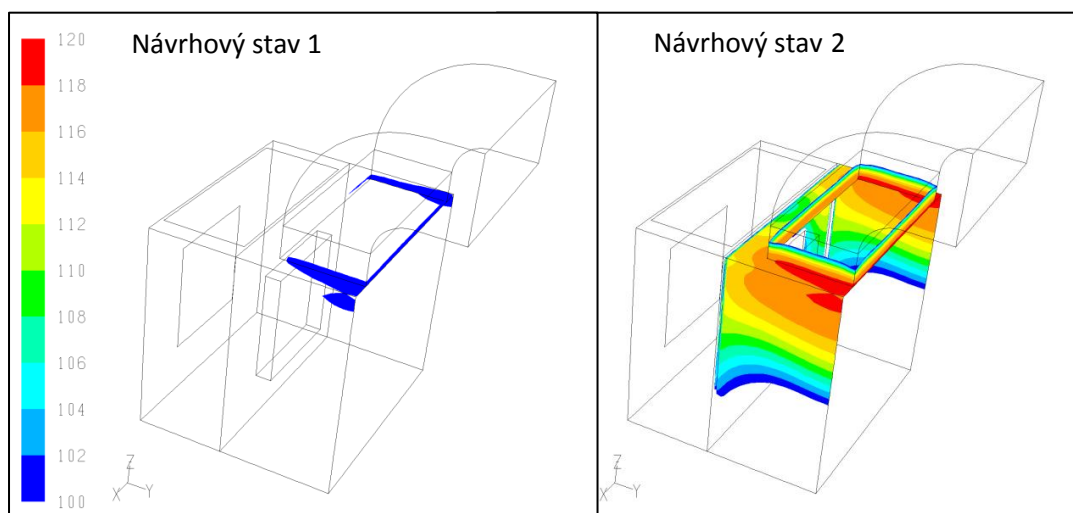
Výstupem simulací jsou povrchové teploty a relativní vlhkost na stěnách komory a v jejím svislém řezu, a obraz teplotního rozložení vzduchu na výstupu z této komory.



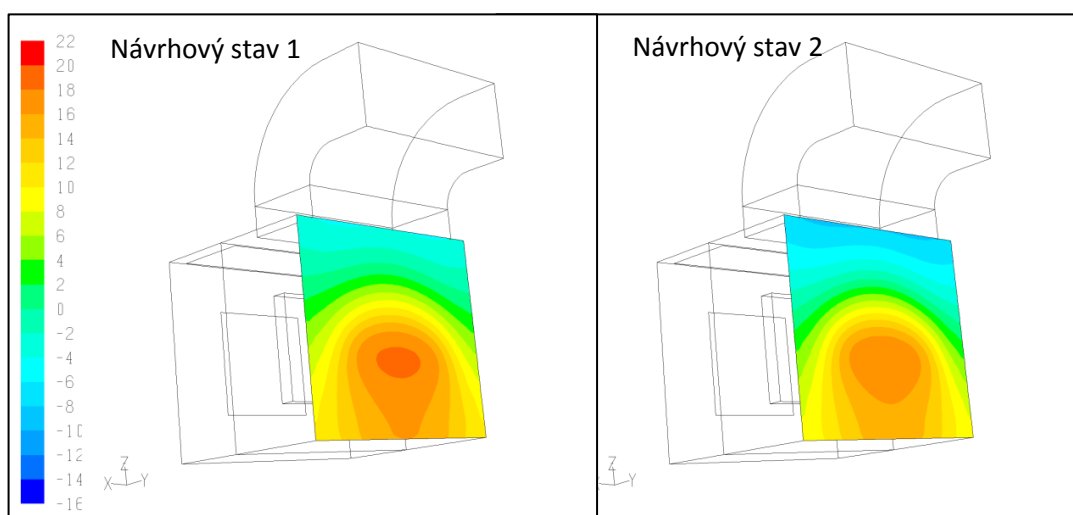
Obr. 29: Povrchová teplota



Obr. 30: Relativní vlhkost na řezu směšovací komorou



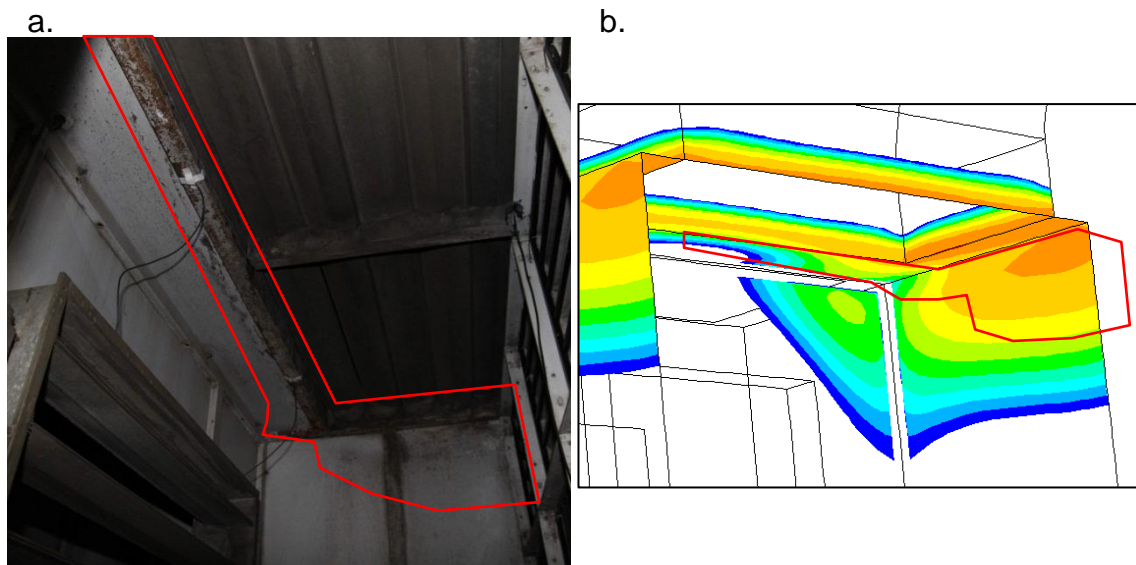
Obr. 31: Relativní vlhkost nad 100 % na stěnách směšovací komory



Obr. 32: Rozložení teplot vzduchu po smísení na výstupu z komory

### 18.3.2 Porovnání simulace se skutečností

Ze simulací vyplývá, že k nejvyšší kondenzaci vodní páry dochází v oblasti venkovní klapky a v horních částech stěn – blíže k přilehlým filtrům. Srovnáme-li polohu oblasti výskytu koroze v reálné směšovací komoře s oblastmi o nejvyšší relativní vlhkosti, získáváme velmi dobrou shodu.



Obr. 33: Porovnání experimentu a simulace; a – oblast koroze (kondenzace), b – CFD simulace - relativní vlhkost > 100 %

## 19 MĚŘENÍ VYBRANÝCH FYZIKÁLNÍCH VELIČIN

Stanovit čas potřebný pro tepelnou úpravu potravin a nápojů vyžaduje znalost jejich tepelných vlastností, neboť ty jsou zásadní pro výpočty dějů probíhajících s přenosem tepla. Proměřovanou potravinou se stal kečup, u kterého se zjišťovala hustota  $\rho$ , měrná tepelná kapacita  $c$  a součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$ .

### 19.1 Hustota

Pro stanovení hustoty kečupu byla zvolena přímá metoda měření, která stanoví hustotu proměřované látky ze stanoveného objemu a hmotnosti. Hustota kapalin se běžně určuje pomocí pyknometru (viz kapitola 8.1), ale z důvodů vysoké vazkosti kečupu (nebyla proměřována) a rizika ucpání úzké kapiláry v její zátce, byl zvolen alternativní postup.

**Metodika:** Místo pyknometru, nádoby se známým objemem, byl použit úzký odměrný válec o objemu 10 ml, do kterého byl kečup nalit a setřepán, aby byl limitován výskyt bublin na minimum. Po odečtení objemu nalitého kečupu, byl odměrný válec i s kečupem zvážen. Hmotnost kečupu se poté určila odečtením hmotnosti odměrného válce od zvážené hodnoty.



Obr. 34: Odměrný válec – měření č. 2

Celé měření bylo celkem 3 krát opakováno. Naměřené hodnoty uvádí Tabulka 5. Výpočet hustoty byl proveden dle vztahu (1.47).

Tabulka 5: Hustota – naměřené hodnoty

	$V_k$ [ml]	$m_{k+ov}$ [g]	$m_{ov}$ [g]	$m_k$ [g]	$\rho_k$ [kg·m <sup>-3</sup> ]
1.	9,9	54,4	43,38	11,02	1113,13
2.	9,9	54,39	43,38	11,01	1112,12
3.	10	54,56	43,38	11,18	1118,00

**Průměrná hustota kečupu:** **1114,42 kg·m<sup>-3</sup>**

**Směrodatná odchylka:** **3,14 kg·m<sup>-3</sup>**

Měřením byla stanovena hustota kečupu 1114,42 kg·m<sup>-3</sup>.

## 19.2 Měrná tepelná kapacita

Cílem experimentu je stanovení měrné tepelné kapacity kečupu. K měření byl použit směšovací kalorimetr, v kterém dochází k dodávání/odebírání tepla zkoumané látky jinou látkou o známé měrné tepelné kapacitě  $c$ . Pro mé měření byla využita namísto kalorimetrické nádoby klasická termoska/termohrnek, který se pro tento experiment běžně používá (viz kapitola 8.2).

**Metodika:** Protože kalorimetrická soustava s kapalinou netvoří adiabatickou soustavu, prvním krokem experimentu bylo stanovení tepelné kapacity kalorimetru  $C$ . Ta se určila z kalorimetrické rovnice po změření výsledné teploty kapaliny o známé měrné tepelné kapacitě. Další postup



měření představovalo nalití vody o hmotnosti  $m_1$  do kalorimetru a ponechání ji tam dostatečně dlouho dobu, než se všechny části kalorimetru ustálí na konstantní teplotě  $t_1$ . Následně se přidala další voda o hmotnosti  $m_2$  a teploty  $t_2$ , která je vyšší než teplota  $t_1$ . Po ustálení získala voda teplotu  $t$  a měrnou tepelnou kapacitu  $c$ . Vyjádřením  $C$  z kalorimetrické rovnice (1.60) se získal vztah pro výpočet tepelné kapacity termosky.

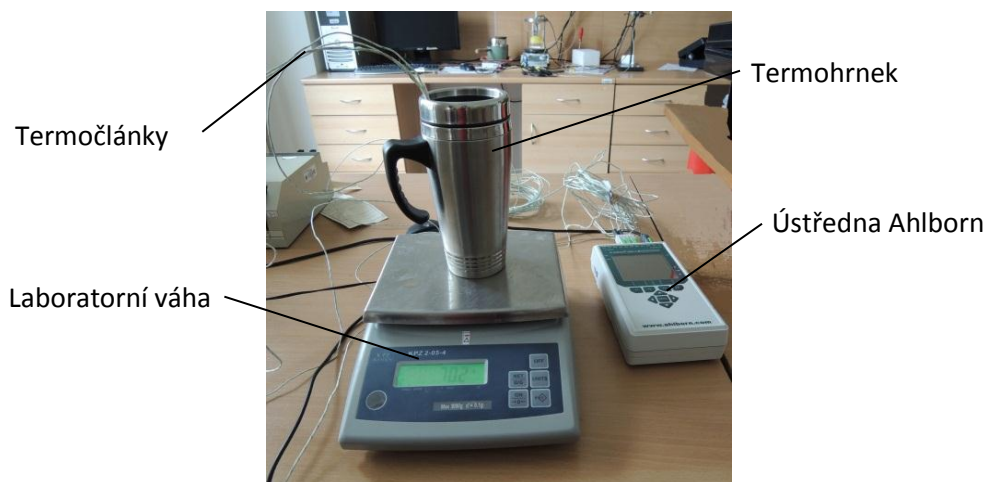
$$C = \frac{[m_2 \cdot (t_2 - t) - m_1 \cdot (t - t_1)] \cdot c}{t - t_1} \quad (1.60)$$

Metodika stanovení měrné tepelné kapacity  $c$  kečupu byla následující:

Do termosky byl nalit kečup o stanovené hmotnosti  $m_1$  a teplotě  $t_1$ , ke kterému se přidala předem zahřátá voda o teplotě  $t_2$  a hmotnosti  $m_2$ . Po smísení došlo k výměně tepla, kdy teplo dodané zkoumanou látkou do kalorimetru se rovnalo teplu, které kalorimetr naplněný kapalinou známého měrného tepla odebral.

### 19.2.1 Měření 1

Při prvním pokusu o stanovení měrné tepelné kapacity kečupu laboratorním měřením byl jako Dewarova nádoba použit termohrnek. Naměřené výsledky dokumentují tabulky 6 a 7.



Obr. 35: Měřící sestava – měření č. 1



Tabulka 6: Kapacita kalorimetru – měření č. 1

	$t_1$ [°C]	$m_1$ [g]	$t_2$ [°C]	$m_2$ [g]	$t$ [°C]	$c_1$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$c_2$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$C$ [J·K <sup>-1</sup> ]
1	19,2	141,32	83,6	73,4	40,1	4185,5	4217,3	48,11
2	23,6	135,56	73,5	118,35	46,2	4187,9	4211,9	31,09
3	20,9	131,44	82,7	114,31	49,3	4186,4	4216,8	12,58
4	21,4	92,2	87	118,8	57,7	4186,7	4219,3	15,51
5	20	105,44	86,6	90,5	49,7	4185,9	4219,1	29,41

**Průměrná tepelná kapacita  $C$ :** 27,34 J·K<sup>-1</sup>

Směrodatná odchylka: 14,21 J·K<sup>-1</sup>

Tabulka 7: Měrná tepelná kapacita kečupu - měření č. 1

	$t_w$ [°C]	$m_w$ [g]	$t_k$ [°C]	$m_k$ [g]	$t$ [°C]	$c_v$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$C$ [J·K <sup>-1</sup> ]	$c_k$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
1	91,6	81	24,2	68,3	55,5	4203,3	29,41	6246,01
2	87,5	109,6	24,2	44,1	68,4	4209,4	29,41	4808,85
3	87,2	136,7	24,2	72,2	65,7	4208,0	29,41	4338,71

**Průměrná měrná tepelná kapacita  $c$ :** 5131,19 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>

Směrodatná odchylka: 993,67 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>

Spočtená hodnota měrné tepelné kapacity kečupu 5 131 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup> byla nereálně vysoká (nepředpokládám u kečupu vyšší hodnotu než je  $c$  vody). Chyba v měření mohla být způsobena při měření kapacity kalorimetru. Celé měření jsem proto opakovala.

## 19.2.2 Měření 2

Druhé měření probíhalo na Ústavu chemie Fakulty stavební FAST. Pro toto měření byl zvolen jiný typ termosky a zaměnila se i laboratorní váha. Celá metodika zůstala totožná. Naměřené hodnoty dokumentují tabulky 8 a 9.



Obr. 36: Měřicí sestava – měření č. 2

Tabulka 8: Kapacita kalorimetru - měření č. 2

	$t_1$ [°C]	$m_1$ [g]	$t_2$ [°C]	$m_2$ [g]	$t$ [°C]	$c_1$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$c_2$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$C$ [J·K <sup>-1</sup> ]
1	20,8	121	98,2	119	55,7	4186,4	4226,5	100,59
2	20,7	133	91,3	164,1	57,2	4186,3	4222,0	85,39
3	20,7	127,28	84,8	171,4	55,1	4186,3	4218,0	86,99
4	20,7	148,34	76,7	196,32	50,7	4186,3	4213,6	91,58
5	21,1	148,85	94,6	158	56,4	4186,5	4224,1	93,06

**Průměrná tepelná kapacita  $C$ :** **91,52 J·K<sup>-1</sup>**

Směrodatná odchylka: **5,98 J·K<sup>-1</sup>**

Tabulka 9: Měrná tepelná kapacita kečupu - měření č. 2

	$t_w$ [°C]	$m_w$ [g]	$t_k$ [°C]	$m_k$ [g]	$t$ [°C]	$c_v$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$C$ [J·K <sup>-1</sup> ]	$c_k$ [J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
1	88,7	194,5	19,9	137,2	72,6	4211,4	91,52	2027,73677
2	98,1	153	19,9	114,18	72,1	4211,2	91,52	3209,9096
3	88,3	163	20	111,75	72,8	4211,5	91,52	2043,76995
4	79,7	162	20	100,85	64,1	4207,3	91,52	2711,73078

**Průměrná měrná tepelná kapacita  $c$ :** **2 498,29 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>**

Směrodatná odchylka: **571,74 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>**

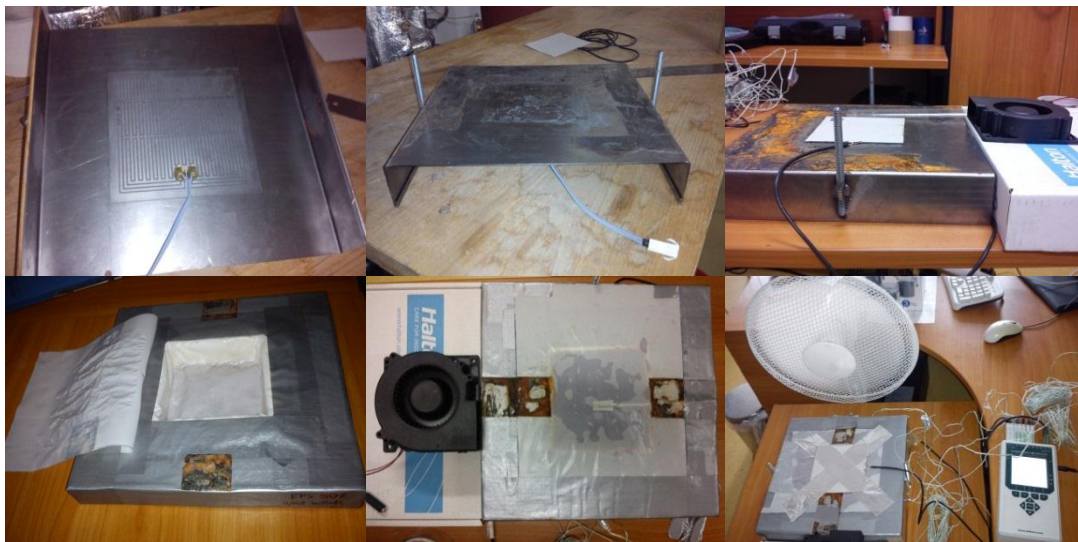
Výsledky z druhého měření dosáhly realistických hodnot, kapacita termosky dosáhla 91,5 J·K<sup>-1</sup> a měrná tepelná kapacita  $c$  2 498,3 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>. Vypočtená směrodatná odchylka ale vykazuje vysokou hodnotu.

## 19.3 Součinitel tepelné vodivosti

Experimentální stanovení součinitele tepelné vodivosti kapalin v laboratorních podmínkách se běžně neprovádí. Proto se při výběru optimální metody měření muselo nahlížet především na její schopnost ji v daných podmínkách zrealizovat. Jako nejvhodnější metoda byla zvolena metoda horké desky. Tato metoda je založena na průchodu stacionárního toku tepla z topné desky do desky chladící přes zkoumaný materiál (blíže kapitola 8.3).

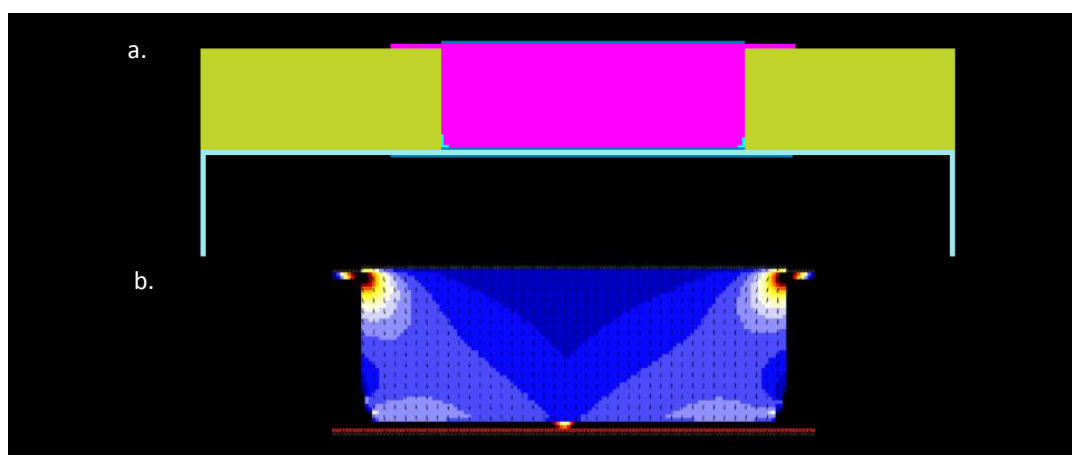
### 19.3.1 Měření

Měření součinitele tepelné vodivosti  $\lambda$  probíhalo na aparatuře speciálně vyrobené pro tento účel na Ústavu TZB fakulty stavební. Obrázek 37 dokumentuje ve fotografiích sestavu měřící aparatury. Na kovovou konstrukci s přivařenými vruty byla ze spodní strany nalepena topná fólie s regulovatelným topným výkonem. Na horní povrch se položila destička pro měření hustoty tepelného toku (dále označovaná jako alfametr), která měřila tepelný tok vystupující ze zahřívaného povrchu konstrukce. Pro zaznamenávání teploty kečupu na této ohřívané straně byl přidán také termočlánek. V tepelné izolaci, kterou tvořil pěnový polystyrén tloušťky 4 cm a  $\lambda = 0,042 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , byl proříznut otvor o stejné půdorysné ploše, jakou měl uložený alfametr, a do tohoto otvoru potaženého fólií byl vlit proměřovaný kečup. Tak se vytvořila rovnoměrná vrstva kečupu tvaru kváдру a tloušťky 4 cm. Horní povrch měřené kapaliny byl opět překryt fólií, na kterou se ze strany kečupu upevnila čidla teploty. Celá takto sestavená měřící aparatura byla doplněna o horní čidlo hustoty tepelného toku. Záznamy ze všech čidel byly sledovány v jemném kroku 5 sekund v grafické podobě na monitoru počítače, čímž byla zajištěna kontrola nad celým průběhem experimentu.



Obr. 37: Měřící aparatura

Z horního povrchu měřící sestavy bylo teplo odváděno do svého okolí dvěma způsoby. Použita byla nucená konvekce vyvolaná prouděním vzduchu od ventilátoru a odvod tepla přirozeným prouděním. Vzhledem k nízkému gradientu teplot na ohřívané a „ochlazované“ straně probíhalo ustálení hustoty tepelného toku velmi pozvolna, v řádu několika hodin. Po dosažení ustáleného stavu se nepodařilo docílit vyrovnaní hustot obou toků na konstantní hodnotu. Zásadní význam na tom měly tepelné mosty, v kterých docházelo k úniku tepelného toku - dokumentuje vytvořená simulace na 2D modelu (obrázek 38).



Obr. 38: Výstup ze softwaru CalA: a. geometrie, b. zobrazení tepelných toků

Pro určení ekvivalentní hodnoty tepelného toku, musel být stanoven součinitel, kterým se opraví naměřené hodnoty tepelných toků. Ten byl spočten jako střední hodnota naměřených tepelných toků podělená hustotou

tepelného toku na ohříváném povrchu (1.61). Tímto opravným součinitelem  $k$  byl roznásoben tepelný tok spodního povrchu. Tabulka 10 zobrazuje naměřená a spočtená data.

$$k = \frac{\bar{q}}{q_2} \quad (1.61)$$

Tabulka 10: *Součinitel tepelné vodivosti- naměřená data*

Popis	Veličina	Přirozená konvekce	Přirozená konvekce	Velký ventilátor	Velký ventilátor	Velký ventilátor
Hustota tepelného toku na ohříváné straně	$q_2$ [W·m <sup>-2</sup> ]	67,3	68,3	88,6	88,1	86,4
Hustota tepelného toku na ochlazované straně	$q_1$ [W·m <sup>-2</sup> ]	30,4	29,8	58,4	58,5	57,6
Rozdíl tepelných toků	$\Delta q$ [W·m <sup>-2</sup> ]	36,9	38,5	30,2	29,6	28,8
Opravný součinitel	$k$ [-]	0,73	0,72	0,83	0,83	0,83
<b>Uvažovaná hustota tepelného toku</b>	<b><math>q</math> [W·m<sup>-2</sup>]</b>	<b>49</b>	<b>49</b>	<b>74</b>	<b>73</b>	<b>72</b>
Teplota kečupu na ohříváné straně	$t_1$ [°C]	37,9	38,6	33,4	33,3	33,6
Teplota kečupu na ochlazované straně	$t_2$ [°C]	34,3	35	27,6	27,6	27,9
<b>Sřední teplota kečupu</b>	<b><math>t_2</math> [°C]</b>	<b>36,1</b>	<b>36,8</b>	<b>30,5</b>	<b>30,5</b>	<b>30,8</b>
Teplota okolí	$t_o$ [°C]	24,1	24,8	24	24	24
Tloušťka vrstvy kečupu	$d$ [°C]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
<b>Součinitel tepelné vodivosti</b>	<b><math>\lambda</math> [W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]</b>	<b>0,543</b>	<b>0,545</b>	<b>0,507</b>	<b>0,514</b>	<b>0,505</b>

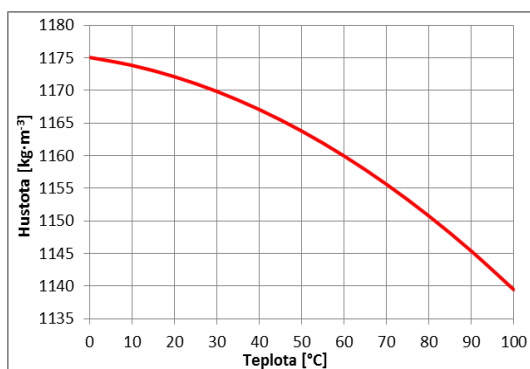
## 19.4 Aproximační výpočet

Další metodou sloužící ke stanovení tepelných vlastností potravin a nápojů je použití výpočetního vztahu. Jedná se o běžně používaný způsob, který je založený na chemickém složení proměřované potraviny. Každá živina (voda, bílkoviny, sacharidy, tuky, vláknina a popel) má odlišné tepelně fyzikální vlastnosti, pro jejichž predikci byly v roce 1986 vytvořeny matematické, teplotně závislé modely. Metoda výpočtu vychází ze sumace spočtené veličiny dané složky roznásobené příslušným hmotnostním zastoupením. Pro velký výčet rovnic zde nejsou uvedeny, ale jsou k nahlédnutí v literatuře [17].

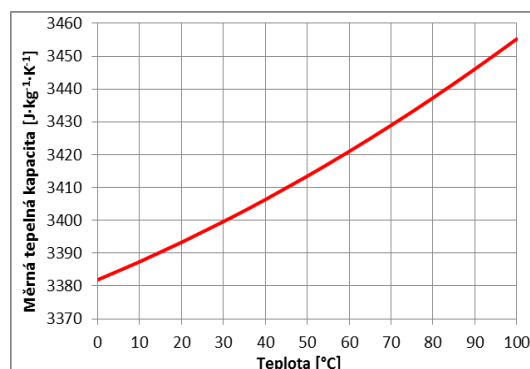
Tabulka 11: Zastoupení živin v kečupu

voda	69,40%
bílkoviny	0,90%
tuk	0,40%
sacharidy	28,90%
vláknina	0,40%
popel	0,00%

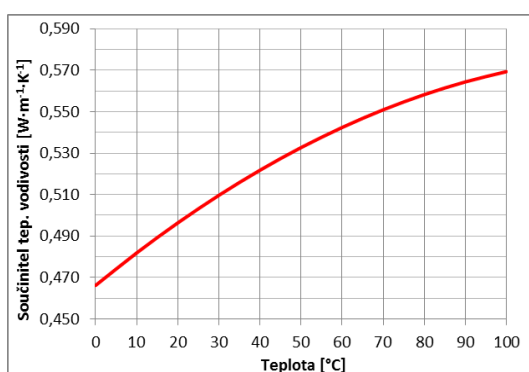
Na základě tabulky 2 se stanovilo procentuální zastoupení živin v kečupu, které uvádí tabulka 11. Po dosazení do výpočetních vztahů bylo možné sestavit grafy závislosti tepelných vlastností kečupu na teplotě. Z nich je patrné, že při rostoucí teplotě klesá hustota  $\rho$  kečupu a roste měrná tepelná kapacita  $c$  a součinitel tepelné vodivosti  $\lambda$ .



Graf 1: Závislost hustoty na teplotě



Graf 2: Závislost měrné tepelné kapacity kečupu na teplotě



Graf 3: Závislost součinitele tepelné vodivosti kečupu na teplotě

Na základě spočtených tepelných vlastností je možné posoudit přesnost provedených měření. Při srovnání naměřených hodnot s vypočtenými se

získává dobrá shoda jen u součinitele tepelné vodivosti. Zde se v případě nucené konvekce vyvolané velkým ventilátorem získala průměrná hodnota  $0,508 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , přičemž vypočtená  $\lambda$  při teplotě  $30^\circ\text{C}$  činí  $0,510 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Průměrná naměřená hodnota ze všech provedených v druhém měření je  $0,523$ , která se dá stále považovat za dobrý výsledek. Měřením měrné tepelné kapacity se nepodařilo dosáhnout dobrých výsledků ani v jednom z provedených měření. Hodnoty  $5\,131 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  a  $2\,498 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$  se výrazně liší od spočtených  $3\,400 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Naměřená hodnota hustoty  $1\,114 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  vykazuje s vypočtenou hodnotou  $1\,170 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  odchylky, ale při použití do simulačních procesů, kde se uvažuje se  $70^\circ\text{C}$  kečupem, je naměřená hodnota velmi dobře použitelná.

Tabulka 12: Srovnání výsledků z měření a výpočtu (při teplotě  $30^\circ\text{C}$ )

Veličina	Spočtená hodnota	Naměřená hodnota
Hustota $\rho$ [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]	1170	1114
Měrná tepelná kapacita $c$ [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	3400	5131
		2498
Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	0,51	0,523

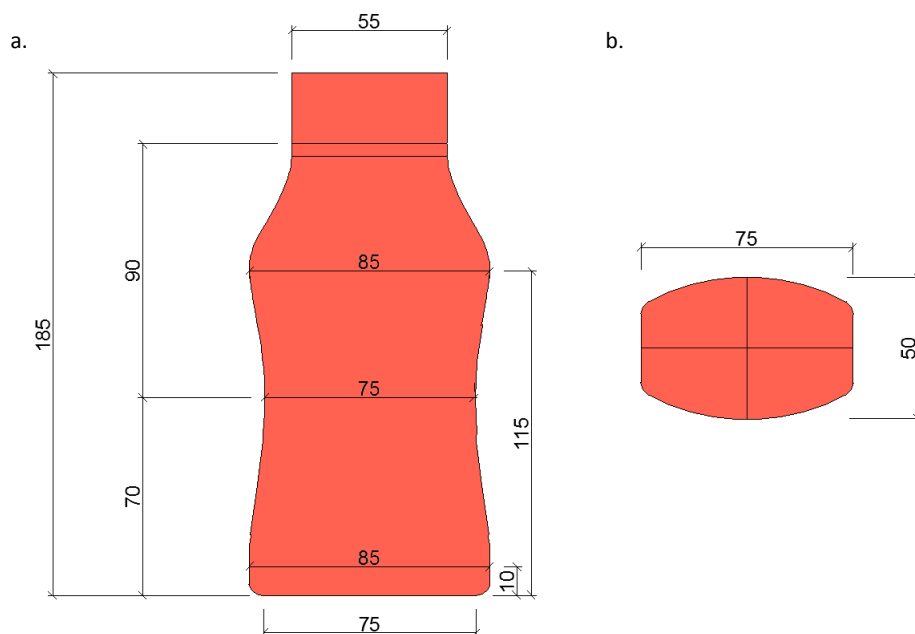
Jako vstupní údaje o tepelných vlastnostech kečupu byly do simulací použity vypočtené hodnoty stanovené pro střední teplotu kečupu  $70^\circ\text{C}$ .

## 20 CHLAZENÍ KEČUPU

Kapitola Chlazení kečupu je věnována experimentům, které byly provedeny za účelem zobrazení charakteru chladnutí typické plastové láhve s horkým kečupem. Teplonosné látky, které byly mezi sebou porovnávány, byl vzduch, u kterého byl posuzován vliv rychlosti proudění na rychlosti chladnutí, a voda. V rámci experimentů byla zkoumána teplota ve středu termální osy a na vnějším povrchu plastového zásobníku. Pro uskutečnění měření byly provedeny 2D a 3D modely, na kterých se průběh chlazení simuloval. Zjištěné výsledky měření a všech provedených metod byly mezi sebou porovnány a vyhodnoceny.

## 20.1 Realizace experimentu

Všechna měření probíhala na plastové láhvi standardně používané výrobcem. Rozměry plastového zásobníku uvádí obrázek 39.



Obr. 39: Geometrie plastového zásobníku: a. podélný řez, b. půdorys

### 20.1.1 Chlazení kečupu konvekčním proudem vzduchu

Experimenty, při kterých byl plastový zásobník kečupu ochlazován vzduchem, probíhaly v laboratoři Ústavu TZB. Zde vznikla jednoduchá měřicí aparatura, která byla složena z ventilátoru a potrubního vedení. Ventilátor nasával vzduch z laboratoře a ten dále distribuoval kruhovým potrubím  $\phi$  200 k místu, kde byla připravena láhev s ohřátým kečupem. K tomuto potrubí bylo napojeno ohebné potrubí, které sloužilo k překrytí plastového zásobníku a tak zajišťovalo intenzivní proudění vzduchu o definované rychlosti podél plochy celé láhve. Stanovená rychlost byla měřena na potrubním úseku vrtulkovým anemometrem. V rámci měření byly nastaveny podmínky letního provozu posuzované chladicí linky, které odpovídají teplotě chladícího vzduchu v rozmezí 28 až 29 °C (v návrhu chladicí linky se neuvažuje se strojním chlazením).





Obr. 40: Měřící aparatura

Snímání teplotních změn v průběhu chlazení kečupu bylo zajištěno dvojicí teplotních čidel umístěných ve středu teplotní osy zásobníku a na jeho vnějším plášti. Výška umístěných čidel od základny nádoby byla 7 cm.

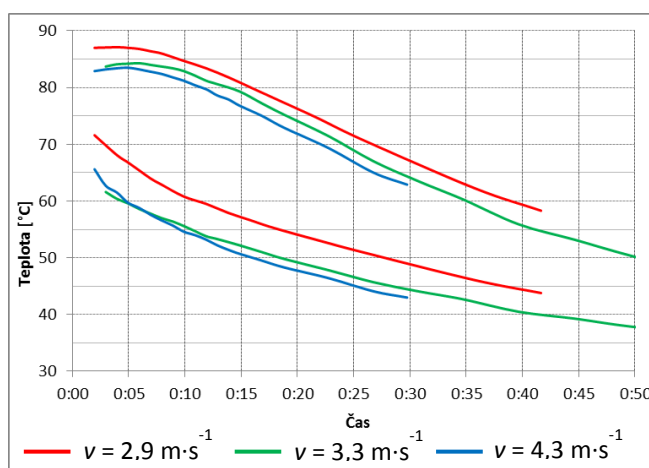
První krok experimentu představovalo ohřátí proměřované látky – kečupu – na požadovanou teplotu. Toho bylo dosaženo jejím ohřevem ve vodní lázni na teplotu v rozmezí 80-92 °C. Takto teplotně upravený kečup se nalil do plastové láhve, jejíž hrdlo se zalepilo stříbrnou páskou, uzavřelo víkem a vložilo se pod ohebné potrubí. Zde na povrch láhve působil konvekční proud vzduchu. Fáze nalévání ohřátého kečupu do zásobníku musela probíhat v co nejkratším časovém úseku, aby byly minimalizovány tepelné ztráty v nedefinovaných podmínkách.

Chlazen



Obr. 41: Umístění čidel v plastovém zásobníku

Experiment byl opakován pro 3 rychlosti konvekčního proudu:  $2,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $3,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a  $4,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . V průběhu měření se zaznamenávaly teploty ve středu zásobníku a na jeho vnějším povrchu, rychlost proudícího vzduchu, jeho teplota a teplota okolí. Všechny měřená data byla ukládána do měřicí ústředny ALMEMO 5690-2. Graf 4 zobrazuje změřené teploty ve středu zásobníku (křivky v horní části grafu) a na jeho plášti (křivky ve spodní části grafu).



Graf 4: Výstup teplot z experimentu při chlazení vzduchem

### 20.1.2 Chlazení kečupu ve vodě

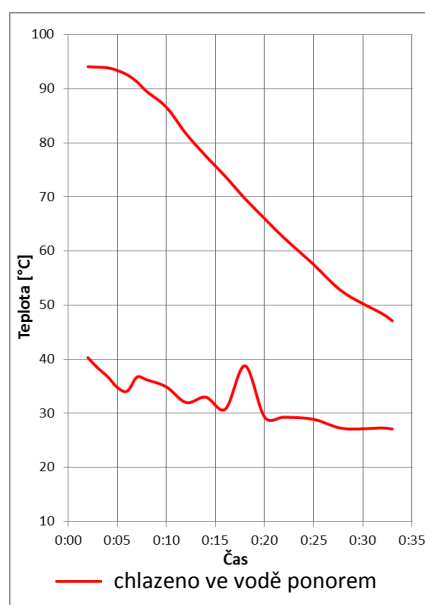
Podmínky pro uskutečnění tohoto experimentu nebyly náročné a umožňovaly jeho domácí provedení. Příprava ohřátí kečupu a jeho distribuce do zásobníku proběhla stejným způsobem jako v předešlém experimentu, kdy se zásobník chladil konvekčním proudem vzduchu. Ve vodní lázni se kečup zahřál na počáteční teplotu  $94^{\circ}\text{C}$  a následně se přelil do zásobníku.



Obr. 42: Vaření kečupu a jeho chlazení ve vodě

Následně byla láhev s kečupem až po horní povrch víka ponořena do vody o teplotě 15 °C a z displaye měřící ústředny se zaznamenávaly teploty. V důsledku tepelné výměny mezi horkým kečupem a chladící vodou docházelo k nežádoucímu zvyšování teploty této vody. Proto byla do nádoby s vodou průběžně dolévána chladná voda a nadbytek vody se nechal odtékat přepadem. Experiment byl ukončen po dosažení 50°C ve středu zásobníku.

Jak se s prodlužující se dobou mění rozložení teploty v měřených bodech, popisuje graf 5. Na křivce zobrazující změnu teploty na vnějším povrchu pláště zásobníku (křivka ve spodní části grafu) je dobře patrná reakce na změnu teploty okolní chladící vody.



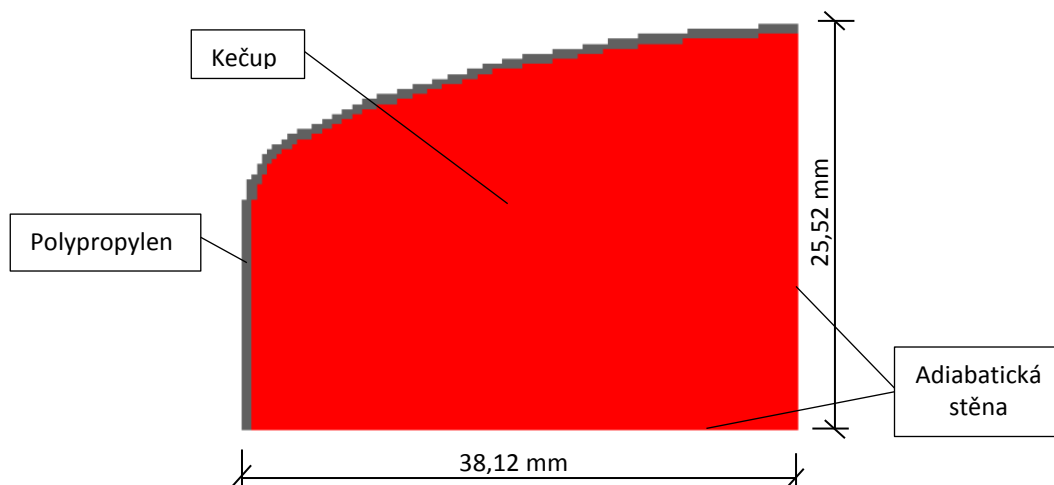
Graf 5: Výstup teplot z experimentu při chlazení ve vodě

## 20.2 Simulace

Vzhledem k vysoké viskozitě měřené kapaliny se dá zavést předpoklad, že v ní dochází k samovolné konvekci vyvolané gradientem teploty. V takovém případě se bude kapalina chovat jako pevná látka, v které převládá při sdílení tepla kondukce. Díky tomuto zjednodušujícímu předpokladu bylo možné pro vytvoření matematického modelu použít 2D výpočetního softwaru CalA [24] [25]. Pro výpočet byla také použita 3D geometrie, která byla zpracovávána v softwaru ANSYS Fluent.

### 20.2.1 Práce v softwaru CalA

Geometrie výpočetní oblasti použitá pro software CalA byla zvolena na řezu plastového zásobníku ve výšce 7 cm od jeho základny, tzn. v oblasti teplotních čidel. S využitím symetrie, která umožňuje zjednodušit geometrii, je namodelována pouze  $\frac{1}{4}$  řezu zásobníku – viz obrázek 49. Samotnou výpočetní síť tvoří 11 557 buněk.



Obr. 43: CalA – model výpočtové oblasti

Použitému materiálu byly nadefinovány vlastnosti dle tabulky 14. Kečupu byly přiřazeny hodnoty stanovené výpočtem, tepelné vlastnosti polypropyleny byly převzaty z [17].

Tabulka 13: Materiálové vlastnosti

Materiál	$\lambda$ [W/(m·K)]	$c$ [J/(kg·K)]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
Kečup	0,552	3429	1156
Obal (PP - polypropylen)	0,17	2140	910

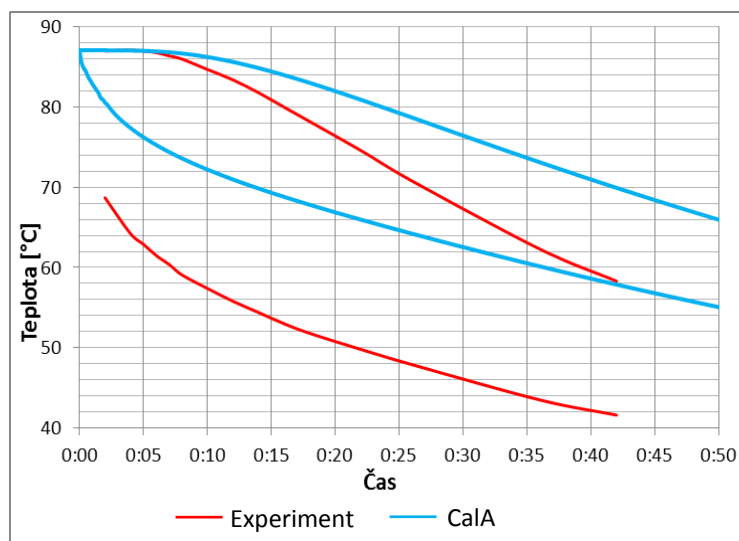
Přestup tepla z povrchu zásobníku do okolí je ovlivněn rychlostí, kterou konvekční proud vzduchu obtéká daný povrch. Obecně se pro stanovení součinitele přestupu tepla používají empirické vztahy vycházející z četných měření. Dostupná literatura [1], [4] uvádí vztahy pro případ obtékání rovinné stěny a trubky. Pro stanovení, je-li možné dané vztahy aplikovat na řešený případ, byla provedena simulace pro nejnižší měřenou rychlost proudění vzduchu  $2,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a výsledky byly srovnány s měřením.

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} = \frac{2,9 \cdot 0,185}{0,000016} = 33\,531 \rightarrow Re_L < 100\,000 - \text{laminární proudění}$$

$$Nu = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 0,664 \cdot 33\,531^{0,5} \cdot 0,727^{\frac{1}{3}} = 109,33$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{109,33 \cdot 0,026}{0,185} = 15,07 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Okrajová podmínka III. druhu je tvořena teplotou okolí změřené během experimentu a vypočteným součinitelem tepelné vodivosti  $\alpha = 15,07 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

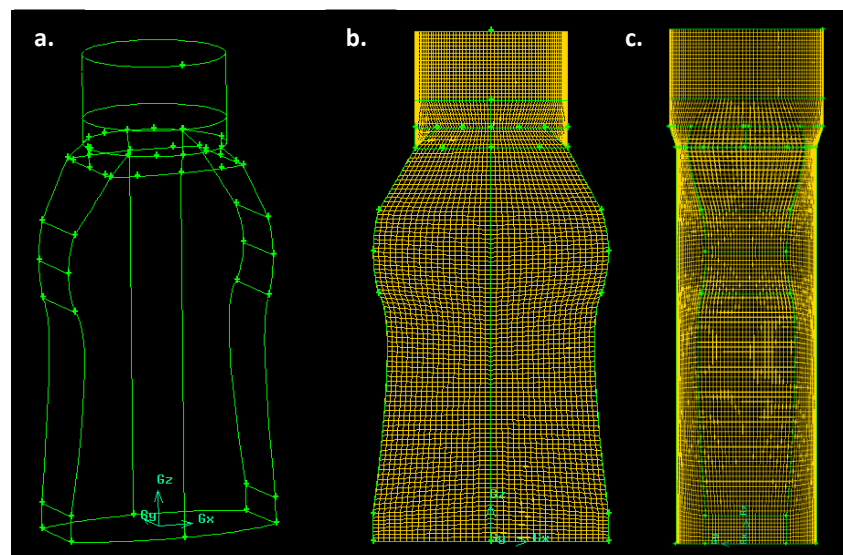


Graf 6: Porovnání experimentu s průběhem při vypočtené  $\alpha$

Jak je z grafu 6 dobře patrné, průběh teploty pro vypočtenou hodnotu součinitele přestupu tepla  $\alpha$  neodpovídá experimentu. Proto byla pro stanovení součinitele přestupu tepla zvolena metoda iteračního charakteru, tzn., že se ve sledovaných bodech (střed a povrch) vykresloval průběh teploty v čase a porovnával se s naměřenými daty.

### 20.2.2 Práce v softwaru Fluent

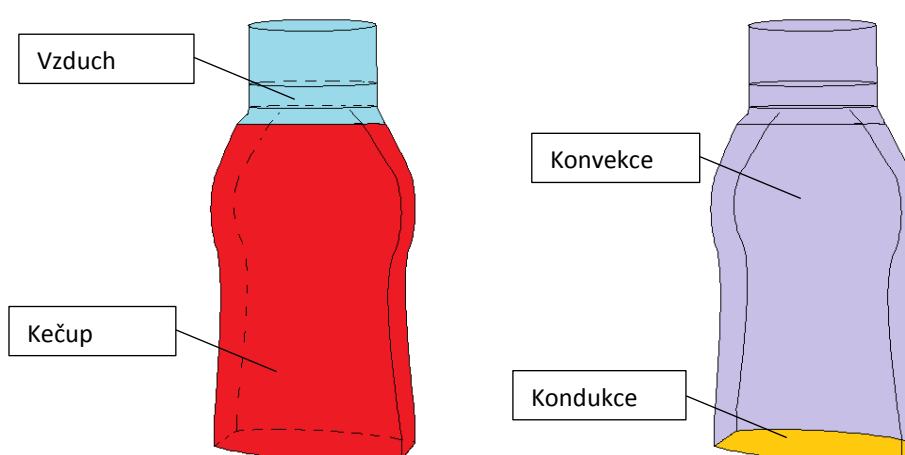
Geometrie 3D výpočetního modelu byla definována v softwaru Gambit. Cílem bylo vytvořit model, který bude kopírovat proměřovaný zásobník kečupu dle obrázku 44.



Obr. 44: Výpočtová síť: a. model, b. nárys, c. bokorys

Na stěnách byla vytvořena čtyřúhelníková výpočetní síť. Objemová síť výpočetní oblasti zásobníku byla vygenerována z elementů *Tet/Hybrid* tvořených tetraedry a kvádry, pro oblast víka byly zvoleny elementy *Hex/Wedge*.

Okrajová podmínka zavedená na model definovala stěny plastového zásobníku. Objem láhve byl generován jako pevná látka a to z důvodu vysoké viskozity kečupu, která zamezuje proudění. Tento předpoklad byl zaveden pro kečup i vzduch, jenž vyplňuje prostor pod víkem.



Obr. 45: Okrajové podmínky

Ve Fluentu byla výpočetní síť doplněna o fyzikální rozměry veličin použitých materiálů (viz Tabulka 13) a nastaven numerický řešič

nestacionárního děje. Délka kroku je definována 30 s. Ve výpočtu se uvažuje s implicitní metodou. Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  na vnějším povrchu zásobníku, který charakterizuje proces chlazení, byl zadán dle výstupů ze softwaru CalA.

## 20.3 Výstupy ze simulací

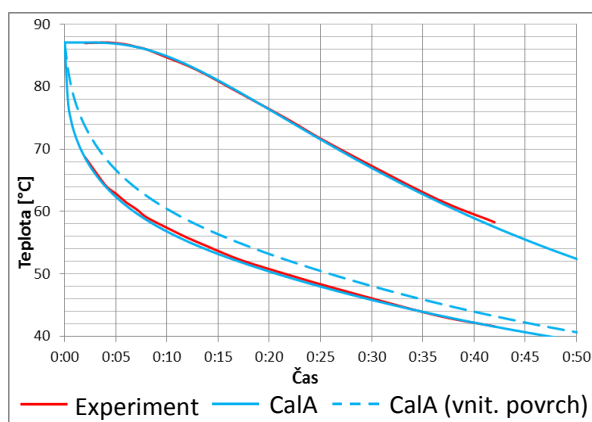
Jak už bylo výše popsáno, do programu CalA byly vkládány součinitele přestupu tepla  $\alpha$  a pro výstupní teploty ve zvolených časových krocích se zjišťovala shoda s teplotami experimentálně zjištěnými. Výstupem se staly grafy závislosti teploty ve středu plastového zásobníku a na jeho vnějším povrchu na čase.

Takto získanou okrajovou podmínkou se doplnil 3D numerický model a nechal se spočítat v softwaru Fluent. Pro posouzení shody mezi experimentem, 2D a 3D modelem byly výstupy z obou programů vloženy do grafů. U trojrozměrného geometrického modelu nebyl namodelován plastový obal (je zahrnut pouze v okrajové podmínce), proto vyexportované teploty povrchu představují teploty na vnitřním plášti zásobníku. Z toho důvodu byly i příslušné grafy doplněny o spočtené teploty na vnitřním povrchu z programu CalA.

### 20.3.1 Simulace chlazení konvekčním proudem vzduchu

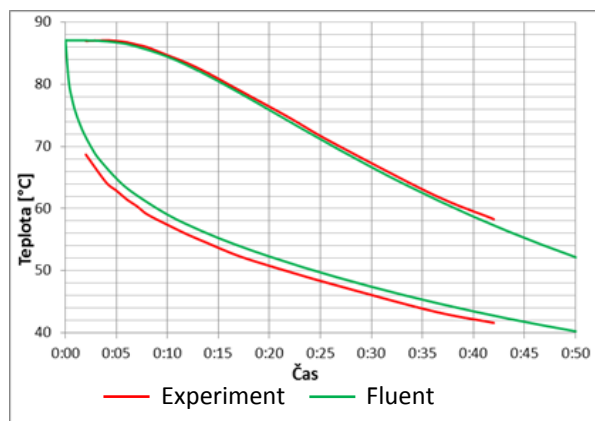
- Rychlost proudícího vzduchu  $v_1 = 2,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Součinitel přestupu tepla  $\alpha_1 = 44 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$



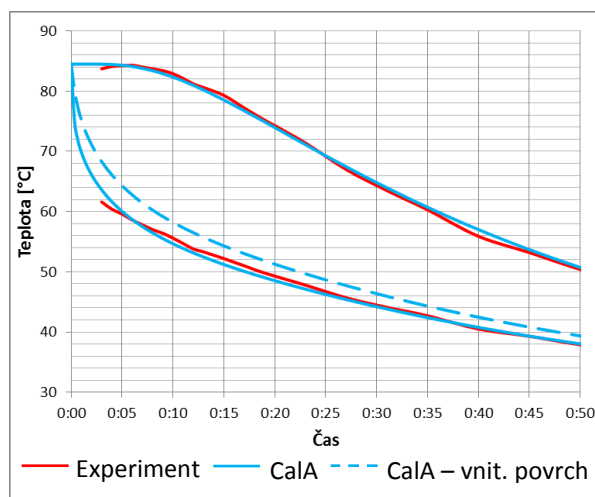
Graf 7: Srovnání experimentu s výsledky z Caly ( $\alpha = 44 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )



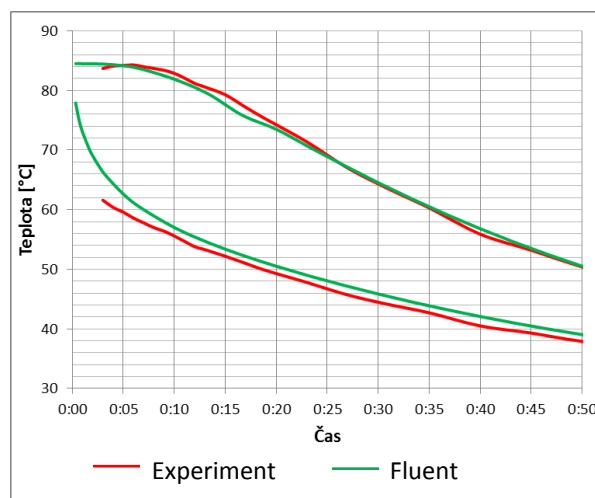


Graf 8: Srovnání experimentu s výsledky z Fluentu (pro  $\alpha = 44 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )

- Rychlost proudícího vzduchu  $v_2 = 3,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$   
 Součinitel přestupu tepla  $\alpha_2 = 46 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$



Graf 9: Srovnání experimentu s výsledky z Caly ( $\alpha = 46 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )

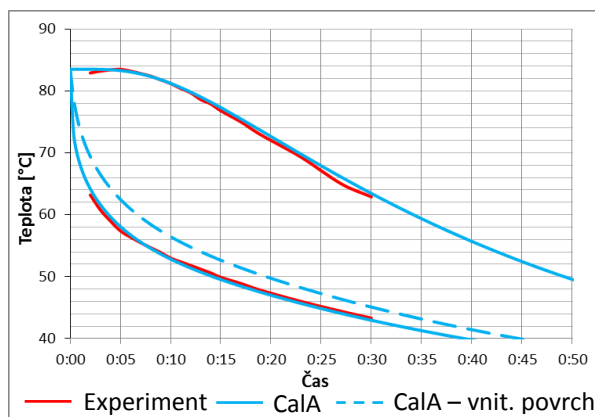


Graf 10: Srovnání experimentu s výsledky z Fluentu ( $\alpha = 46 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )

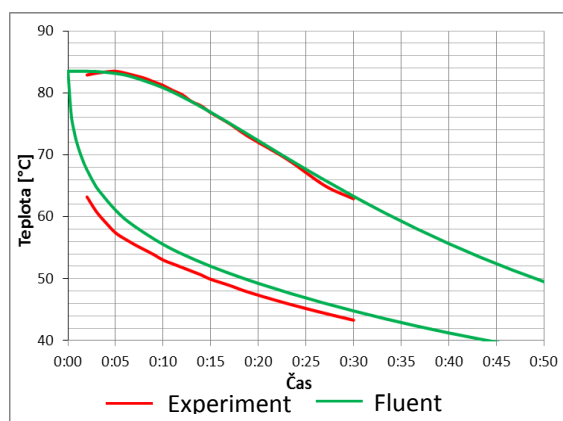


- Rychlost proudícího vzduchu  $v_3 = 4,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Součinitel přestupu tepla  $\alpha_3 = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

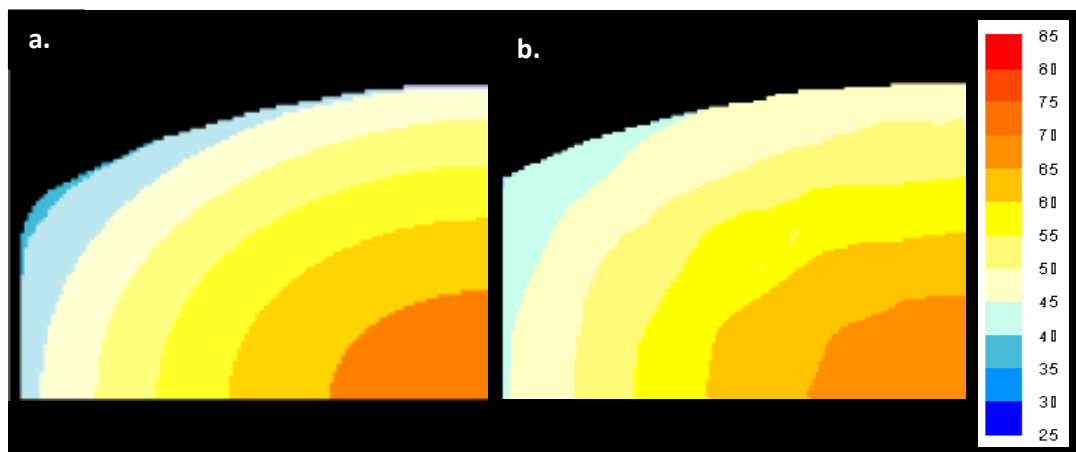


Graf 11: Srovnání experimentu s výsledky z Caly ( $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )



Graf 12: Srovnání experimentu s výsledky z Fluentu ( $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )

Obrázek 46 zobrazuje teplotní pole na ploše charakteristického řezu plastového zásobníku kečupu v čase 25 min od počátku chladnutí při působení konvekčního proudu vzduchu o rychlosti ve volném průřezu  $4,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , tzn. při krajové podmínce  $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .



Obr. 46: Teplotní pole – výstup ze softwaru v čase 25 min a. CalA, b. Fluent

### 20.3.2 Simulace chlazení kečupu ve vodě

Pro případ chlazení plastového zásobníku ponorem ve studené vodě se předpokládá přirozená konvekce chladící vody. Očekává se, že vzdálenost stěn zásobníku a nádoby s chladící vodou je dostatečně velká, aby se stoupající a klesající proudy vody vzájemně neovlivňovaly. V případě, kdy je proudění vyvoláno gradientem teplot, je tvar tělesa pro stanovení součinitele přestupu tepla podružný. Dominantní roli mají teplotní podmínky (teplota tělesa, gradient teplot a tepelné zatížení povrchu) [5]. Součinitel přestupu tepla na hranici pevná látka-kapalina byl stanoven dle vztahu uvedeného v literatuře [4] pro svislé válce a desky.

- Teplota chladící vody:  $t_w = 15^\circ\text{C}$
- Počáteční teplota kečupu:  $t_o = 94,1^\circ\text{C} \rightarrow$  z měření vyplývá, že teplota povrchu poklesne po dobu měření na střední teplotě:  $t_s = 32^\circ\text{C}$
- Střední teplota mezní vrstvy:  $t_u = (t_s + t_w)/2 = (35+15)/2 = 23,5^\circ\text{C}$

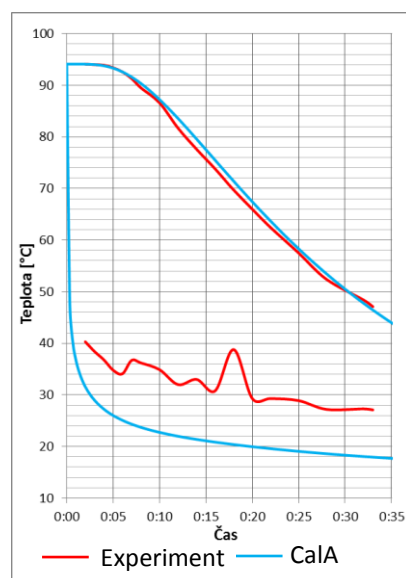
$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta t \cdot L^3}{\nu^2} = \frac{0,00025 \cdot 9,81 \cdot (32-15) \cdot 0,185^3}{(9,4 \cdot 10^{-7})^2} = 2,95 \cdot 10^8$$

$$Pr = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c}{\lambda} = \frac{9,4 \cdot 10^{-7} \cdot 998 \cdot 4186}{0,61} = 6,51$$

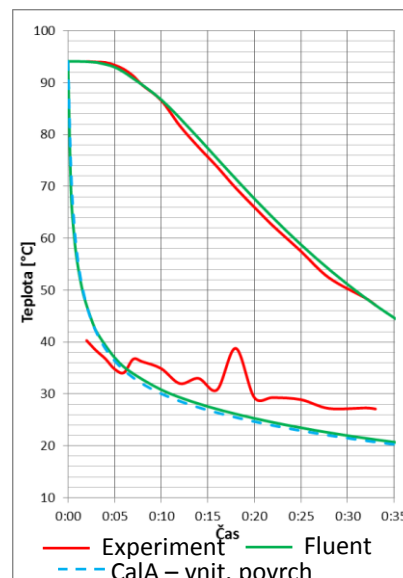
$$Pe = Gr \cdot Pr = 1,92 \cdot 10^9$$

$$Nu = 0,59 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} = 0,021 \cdot (1,92 \cdot 10^9)^{0,4} = 123,55$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} = \frac{123,55 \cdot 0,61}{0,185} = 405 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



Graf 13: Srovnání experimentu s výsledky z Caly ( $\alpha = 405 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )



Graf 14: Srovnání experimentu s výsledky z Fluentu ( $\alpha = 405 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )

## 20.4 Analytický výpočet

Aplikace analytického výpočtu byla provedena na dva změřené případy chlazení, a to vzduchem při  $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  a vodou. Postup výpočtu odpovídá metodice uvedené v kapitole 6.1.

Uvedené výpočtové formule nezohledňují vícevrstvé složení tělesa, proto pro stanovení materiálových charakteristik byly dle rovnice (1.62) zavedeny jejich ekvivalentní hodnoty.

$$\lambda_{ekv} = \frac{\sum(S_i \cdot \lambda_i)}{\sum S_i} \quad (1.62)$$

$S_i$	plocha i-tého materiálu na rovině řezu
$\lambda_i$	součinitel tepelné vodivosti i-tého materiálu
$\lambda_{ekv}$	ekvivalentní součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda_{ekv} = 0,537 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$c_{ekv} = 3\,379 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

$$\rho_{ekv} = 1\,146 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

Oválný tvar na řezu plastového zásobníku byl nahrazen rovnocenným průměrem dle rovnice (1.59).

$$D = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (1.63)$$

$o$  obvod řezné roviny  
 $S$  ekvivalentní součinitel tepelné vodivosti  
 $D$  plocha charakteristického řezu

$$D = 0,0654 \text{ m}$$

- Chlazení konvekčním proudem vzduchu o  $\alpha = 52 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ .

$$Bi = 3,1644$$

$$t_o = 83,5 \text{ } ^\circ\text{C}, t_e = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$a = 1,39 \cdot 10^{-7}$$

$$Fo = 0,07783 \text{ (pro } \tau = 10 \text{ min)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^\circ\text{C}]$
1,811886539	0,333073109	0,58168903	3,16433388	1,106837	0,976243	<b>82,20288</b>
4,488297273	-0,32322804	-0,22789102	3,16446139	-0,13535		
7,429178983	0,275285791	0,117260023	3,164513838	0,004804		
10,47106883	-0,23883312	-0,07217935	3,164531377	-4,4E-05		

$$Fo = 0,19458 \text{ (pro } \tau = 25 \text{ min)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^\circ\text{C}]$
1,811886539	0,333073109	0,58168903	3,16433388	0,754447	0,74157	<b>69,38971</b>
4,488297273	-0,32322804	-0,22789102	3,16446139	-0,01288		
7,429178983	0,275285791	0,117260023	3,164513838	7,64E-06		
10,47106883	-0,23883312	-0,07217935	3,164531377	-1,2E-10		

$$Fo = 0,46699 \text{ (pro } \tau = 1 \text{ hod)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^\circ\text{C}]$
1,811886539	0,333073109	0,58168903	3,16433388	0,308485	0,308431	<b>45,74035</b>
4,488297273	-0,32322804	-0,22789102	3,16446139	-5,3E-05		
7,429178983	0,275285791	0,117260023	3,164513838	2,26E-12		
10,47106883	-0,23883312	-0,07217935	3,164531377	-1,3E-23		

- Chlazení ponorem ve vodě při  $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ .

$$Bi = 24,6459$$

$$t_o = 94,1 \text{ }^{\circ}\text{C}, t_e = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$a = 1,39 \cdot 10^{-7}$$

$$Fo = 0,07783 \text{ (pro } \tau = 10 \text{ min)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^{\circ}\text{C}]$
2,309369419	0,050489409	0,538177878	24,61608395	1,053252	0,940278	<b>89,37597</b>
5,303882323	-0,0744599	-0,34599918	24,64600144	-0,11663		
8,321878742	0,090177215	0,267067405	24,64594368	0,003684		
11,35209219	-0,10078634	-0,21880302	24,644928	-2,9E-05		

$$Fo = 0,19458 \text{ (pro } \tau = 25 \text{ min)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^{\circ}\text{C}]$
2,309369419	0,050489409	0,538177878	24,61608395	0,565097	0,560728	<b>59,35358</b>
5,303882323	-0,0744599	-0,34599918	24,64600144	-0,00437		
8,321878742	0,090177215	0,267067405	24,64594368	1,14E-06		
11,35209219	-0,10078634	-0,21880302	24,644928	-8,6E-12		

$$Fo = 0,46699 \text{ (pro } \tau = 1 \text{ hod)}$$

$mi$	$J_o$	$J_1$	$Bi$	$\frac{\theta_m}{\theta_a}$	$\Sigma$	$T_m [^{\circ}\text{C}]$
2,309369419	0,050489409	0,538177878	24,61608395	0,132181	0,132178	<b>25,45532</b>
5,303882323	-0,0744599	-0,34599918	24,64600144	-2,1E-06		
8,321878742	0,090177215	0,267067405	24,64594368	7,27E-15		
11,35209219	-0,10078634	-0,21880302	24,644928	-4,9E-27		

## 20.5 Porovnání naměřených hodnot s provedenými výpočty

V rámci uskutečněných experimentů se porovnávala data naměřená při chlazení konvekčním proudem vzduchu při  $\alpha = 52 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  a ve vodě ponorem. Výslednou shodu dat ve sledovaných časech zobrazuje tabulka 14.

Ve všech aplikovaných výpočtech se dá hovořit o velmi dobré shodě. Největší odchylky od experimentálně zjištěných hodnot vykazuje analytická metoda, ale při max. rozdílu  $3,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$  se dá stále hovořit o dobrém výsledku.

Tabulka 14: Srovnání experimentu s vypočtenými hodnotami

$\alpha$ [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]	Čas $\tau$	Experiment	CalA	Fluent	Analytický výpočet
52	10 min	81,2	81,2	80,8	82,2
	25 min	67,2	67,9	67,6	69,4
405	10 min	86,6	87,2	86,7	89,4
	25 min	57,5	58,3	58,9	59,4

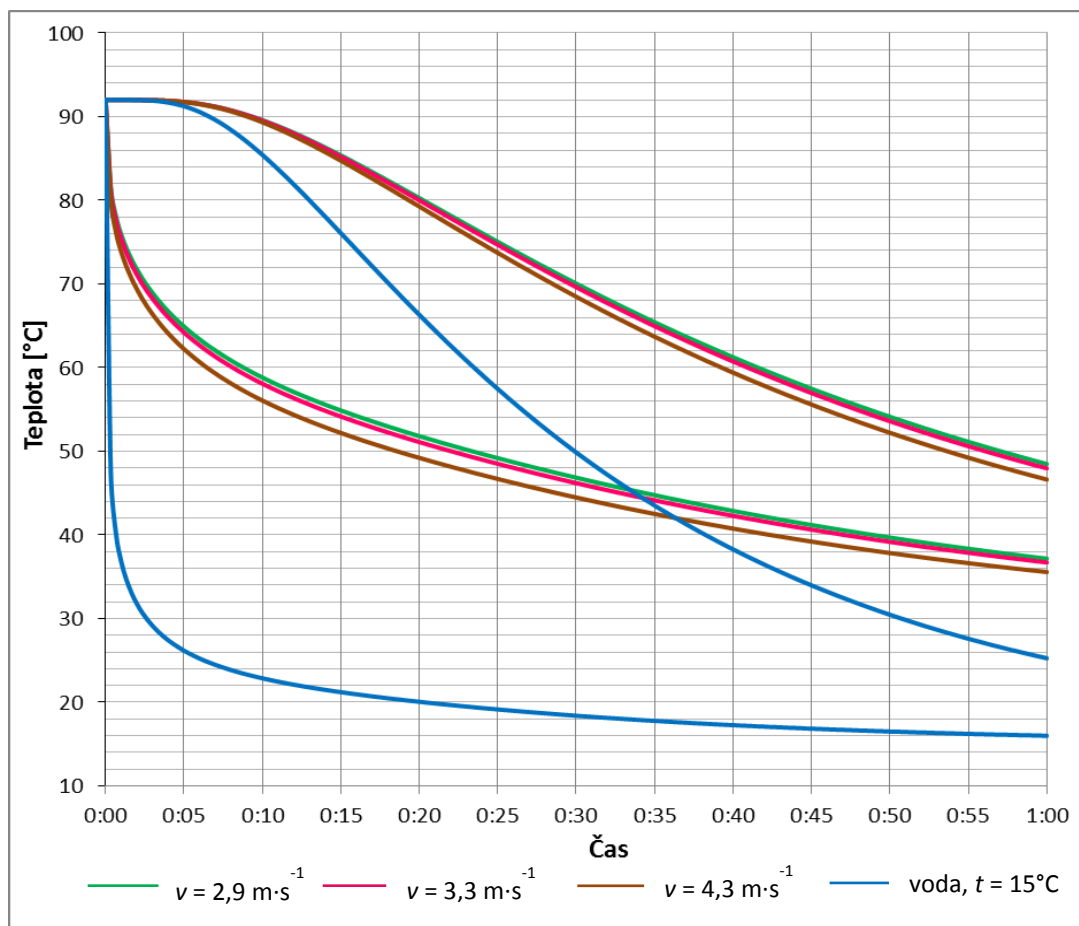
## 20.6 Zhodnocení rychlosti chlazení pro počáteční teplotu kečupu 92 °C

Jak předepisuje technologie výroby kečupu sterilizovaného horkým rozlivem, před nalitím do plastových zásobníků se kečup přivádí na teplotu 90 až 92 °C. Pro srovnání použitých variant chlazení simulační technikou byla zvolena jako referenční teplota horní mez daného rozmezí - tedy teplota 92 °C. Pro teplotu konvekčního proudu vzduchu se uvažovalo s 28 °C a s  $\alpha$  vycházejícími z experimentů. U varianty chlazení vodou byla zvolena teplota chladící vody 15 °C.

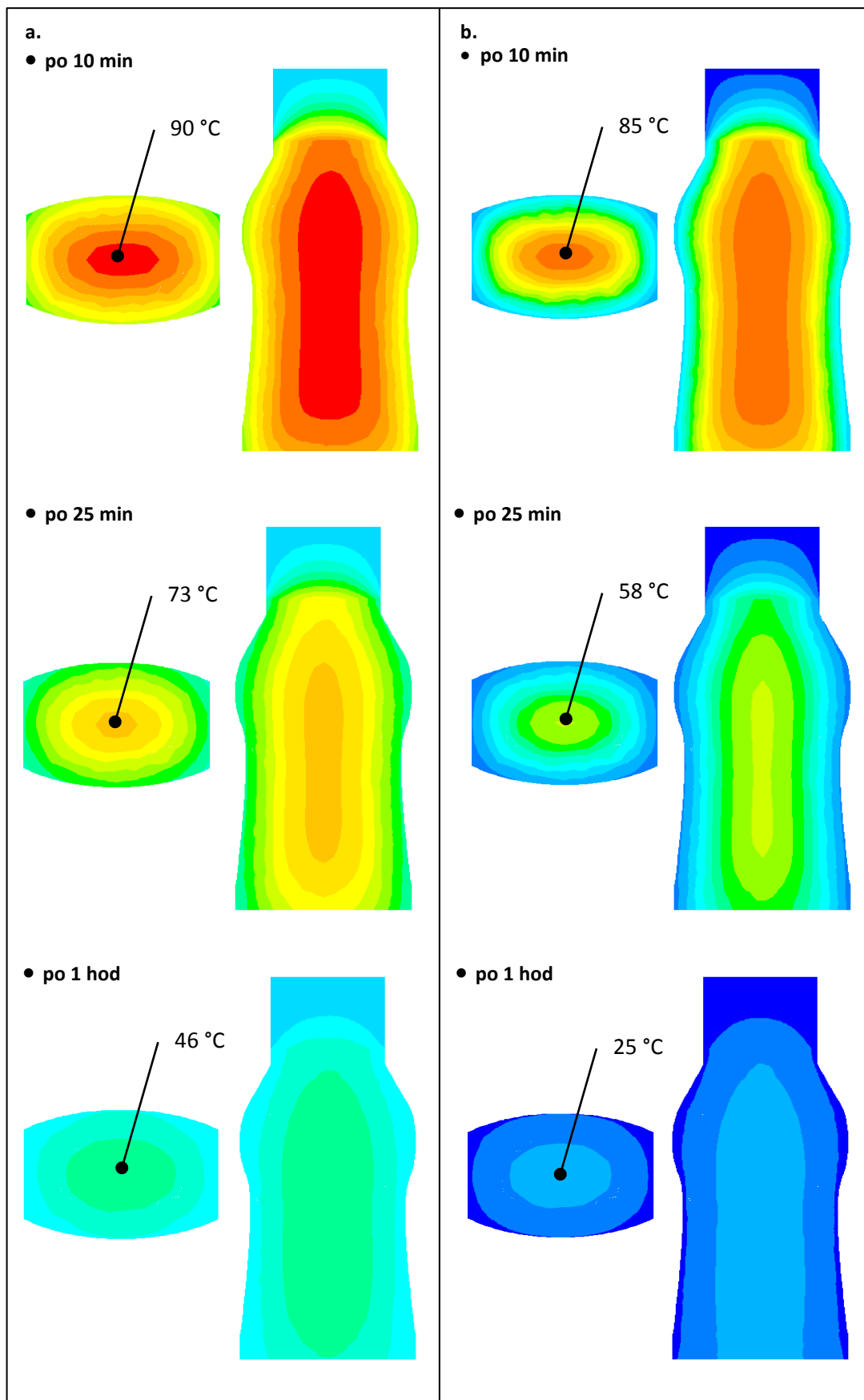
Z grafu 15 vyplývá, že vliv rychlosti proudění na chlazení kečupu má velmi malý vliv. Při uvažovaném rozdílu rychlostí  $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  je v čase 25 min od začátku chlazení teplotní rozdíl pouhých 2 °C, přičemž teplota kečupu se v jeho teplotní ose pohybuje na hodnotě 73 až 75 °C. Na požadovanou teplotu se takto chlazený kečup dostane až v čase 40-45 min.

U vodou chlazené variantou jsou dosažené výsledky výrazně lepší. V čase 25 min dosahuje teplota uvnitř kečupu 58 °C.

Z výsledků simulace vyplývá, že za stanovených podmínek není možné kečup v plastovém zásobníku uchládit. Přínosným zjištěním se stala skutečnost, že kondukce má v daném případě výrazně lepší vliv na přenos tepla než proudění.



Graf 15: Rychlost chlazení kečupu ve středu a na vnějším okraji plastového zásobníku při počáteční teplotě kečupu  $92^\circ\text{C}$  (CaIA)



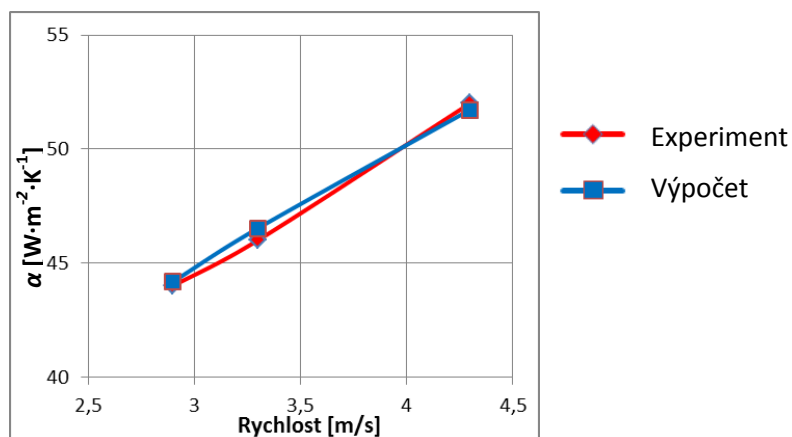
Obr. 47 Teplotní pole při chlazení (Fluent) a. vzduchem ( $v = 4.3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ), b. vodou ( $t = 15^\circ\text{C}$ )



## 20.7 Kriteriační rovnice pro stanovení Nusseltova čísla

Na základě provedených experimentů a na nich aplikovaných simulací bylo možné odvodit kriteriační rovnici pro výpočet Nusseltova čísla.

$$Nu = 0,642 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,8} \quad (1.64)$$



Graf 16: Závislost součinitele tepelné vodivosti  $\alpha$  na rychlosti proudění

Tabulka 15: Závislost součinitele tepelné vodivosti  $\alpha$  na rychlosti proudění

$\nu$ [m·s <sup>-1</sup> ]	$\alpha_{(experiment)}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\alpha_{(výpočet)}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
2,9	44	44,18
3,3	46	46,52
4,3	52	51,72

## 21 ZÁVĚR

Předložená diplomová práce se věnovala dvěma dílčími problematikami. Jejím cílem bylo objasnit podmínky, při kterých dochází ve směšovacích komorách vzduchotechnických jednotek ke kondenzaci vodní páry a posoudit možnost vzduchového způsobu chlazení kečupu. Stěžejní metodou, které bylo použito k dosažení výsledků, se stala metoda numerického modelování. Pro zkoumané systémy byly vytvořeny matematicko-fyzikální modely, na kterých se simulovaly probíhající děje.

Kondenzace vodní páry má zásadní vliv na životnost a hygienickou bezpečnost vzduchotechnických jednotek. Z dosažených výsledků simulací vyplývá, že ke kondenzaci na stěnách směšovací komory dochází a to i v případě, že směšovací úsečka spojující směšované stavy vzduchu protne křivku nasycení, ale poloha výsledného stavu vzduchu se bude nacházet nad touto křivkou.

Zajímavým zjištěním byla skutečnost, že proudy vzduchu vystupující z komory jsou separované a mají po průřezu velmi rozdílnou teplotu a vlhkost – tedy že v dané komoře prakticky nedochází ke smíšení, nýbrž jen ke spojení dvou proudů vzduchu. Střední teplota a vlhkost výstupního vzduchu spočtená simulacemi perfektně odpovídá odečtené z h-x diagramu, ale není fyzicky na výstupu dosažena. Z toho plyne krajně pravděpodobné riziko kondenzace i na filtrech, v jejímž důsledku by docházelo k jejich namrzání a k intenzivnějšímu množení nejrůznějších mikroorganismů. To by mělo zásadní vliv na narušení hygienické bezpečnosti celého VZT zařízení.

V rámci návrhu opatření, která by minimalizovala rizika kondenzace vzdušné vlhkosti na stěnách řešené směšovací komory, byly navrženy dvě varianty řešení. První varianta nabízí opatření v podobě návrhu elektrického přehříváče vzduchu umístěného na sací potrubí stávající jednotky. Druhá varianta představuje návrh nového vzduchotechnického zařízení, které by řešilo nastolenou problematiku ohřevem venkovního vzduchu ve vodním ohříváči před jeho smísením se vzduchem cirkulačním.

Druhé zpracované téma mé diplomové práce vychází z oblasti aplikované termomechaniky. V oboru potravinářství je na nezávadnost potravin kladen značný důraz, neboť je na ní silně závislá důvěra spotřebitele. Proto se výrobci snaží zamezit všem nebezpečím, která by mohla ohrozit hygienickou bezpečnost provozu. V návaznosti na to vznikla myšlenka vzduchem chlazené linky sloužící ke zchlazení kečupu sterilizovaného horkým rozlivem.

V rámci řešené problematiky byl posuzován vliv rychlosti proudění vzduchu na rychlost chladnutí kečupu. K dosažení výsledků byly provedeny experimenty na reálném modelu a také vytvořeny dva matematicko-fyzikální modely (2D a 3D).

Na nich se ukázalo, že v obou způsobech chlazení se vyskytují značné rozdíly mezi teplotami v ose a na povrchu kečupu. Srovnají-li se teploty naměřené na reálném modelu s teplotami dosaženými simulacemi, získává se výborná shoda. Jí bylo dosaženo především díky experimentálně stanovené hodnotě součinitele přestupu tepla, pro kterou byl v rámci této diplomové práce stanoven tvar kritériální rovnice.

Na chladnutí plastového zásobníku byl kromě numerických řešičů aplikován také analytický výpočet. Po srovnání hodnot dosažených všemi použitými metodami se získává velmi dobrá shoda, která potvrzuje správnost řešení.

Z celkových dosažených výsledků vyplývá, že vzduchové chlazení kečupů na požadovanou teplotu v ose kečupu 55 °C je za daných podmínek nemožné. Toto zjištění potvrzuje fyzikálně předpokládaná skutečnost, že vzduch o nízké tepelné kapacitě nedokáže za požadovanou dobu odebrat požadované množství tepla.

## Seznam citovaných zdrojů

- [1] CHYSKÝ, J., HEMZAL, K. a kol. *Větrání a klimatizace*. 3. vydání, Brno, BOLIT, 2006. ISBN 80-901574-0-8.
- [2] CHYSKÝ, J. *Vlhký vzduch*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [3] HIRŠ, J., GEBAUER, G. *Vzduchotechnika v příkladech 1*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-7204-486-9
- [4] GEBAUER, G. *Termika pro TZB: Základní úlohy v příkladech*. Brno: VUT Brno, 1996. ISBN 30-214-0745-X
- [5] SAZIMA, Miroslav a kol. *Sdílení tepla*. Praha: STNL, 1993, 720 s. ISBN 04-203-92
- [6] MACHÁČKOVÁ, A., KOCICH, R. *Sdílení tepla a proudění*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 2012.
- [7] KOZUBKOVÁ, M., DRÁBKOVÁ, S.: *Numerické modelování proudění – FLUENT*. [Online]. Ostrava: 2003. VŠB – TUO, 116 s, poslední revize 6.1.2005 [cit. 2005-01-06]. Dostupné z: <URL: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>>.
- [8] Bojko, M. *3D proudění – ANSYS Fluent*. Ediční středisko VŠB – TUO. Ostrava 2010
- [9] ŠIKULA, O. *Počítačové simulace a jejich aplikace pro tvorbu prostředí bytových domů*. Stavebnictví, 2008, roč. 08, č. 11 - 12, s. 56-59. ISSN: 1802- 2030. <dostupné z: <http://www.casopisstavebnictvi.cz/clanek.php?detail=1767>>
- [10] ŠIKULA, O. *Programová řešení základních úprav vlhkého vzduchu (II)*. TZB- info, 2005, ISSN: 1801- 4399. <<http://www.tzb-info.cz/2949-programova-reseni-zakladnich-uprav-vlhkeho-vzduchu-ii>>
- [11] ANDRES. M., *O vlhkém vzduchu*. [online]. Praha: ČVUT, 2009. Dostupné z: [www.powerwiki.cz/attach/ET2/OVlhkemVzduchu2009](http://www.powerwiki.cz/attach/ET2/OVlhkemVzduchu2009)

- [12] HRADÍLEK, Z., LÁZNIČKOVÁ, I., & KRÁL, V. (2011). *Elektrotepelná technika*. Praha: České vysoké učení technické v Praze.
- [13] HROUDOVÁ, J., ZACH, J. (2011). *Izolační materiály - návody do cvičení*. Brno: VUT v Brně, FAST.
- [14] DRDÁK, M. *Technológia rastlinných neúdržných potravín*. Bratislava: 1989. Alfa.
- [15] POKORNÝ, M. *Vedení tepla*. [online]. PRAHA: ČVUT, poslední úprava 2008. dostupné z URL:  
<[http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni\\_odolnost/e-text/specialiste/1/1-2\\_Vedeni\\_tepla.pdf](http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-2_Vedeni_tepla.pdf)>
- [16] KOZOUBKOVÁ, M., BLEJCHAŘ, T., BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. [Online]. c2011. Ostrava: VŠB – TUO, ISBN-978-80-248-2491-8. dostupné z :  
<[http://www.338.vsb.cz/PDF/Modelovani\\_prenosu\\_tepla\\_hmoty\\_a\\_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf](http://www.338.vsb.cz/PDF/Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf)>
- [17] ASHRAE. R09 SI: Thermal Properties of Foods. [online]. 2006 ASHRAE Handbook: refrigeration, poslední úprava: 18.5.12012. Dostupné z URL:  
<<http://pcfarina.eng.unipr.it/Public/Termofluidodinamica/Utility/Tabella%20Alimenti.pdf>>
- [18] HORÁK, Z.: *Praktická fyzika*. Univerzum, Praha: 1968. SNTL.
- [19] ŠIKULA, O.; PONWEISER, K. Untersuchung der Ursachen für Rauklimaprobleme in einer Schwimmbadhalle mittels CFD- Simulation. In *Building Performance Simulation in a Changing Enviroment. Third German- austrian IBPSA conference*. Vienna, Austria: Vienna University of Technology, 2010. s. 311-315. ISBN: 978-3-85437-317- 9. <dostupné z:[http://ibpsa.inf.bauwesen.tumuenchen.de/index.php/BauSIM2010\\_Proceedings#Copyright\\_und\\_Impressum](http://ibpsa.inf.bauwesen.tumuenchen.de/index.php/BauSIM2010_Proceedings#Copyright_und_Impressum)>
- [20] POLLÁK, V. *Polypropylén (PP)*. Ústav polymérov SAV. MatNet Slovensko - Výskumno-vývojová a inovačná sieť pre oblasť materiálov a technológií. Dostupné z URL:  
<<http://www.matnet.sav.sk/index.php?ID=201>>

- [21] SMOLKA, B. *Vliv technologie výroby kečupů na retenci nutričně významných látek: diplomová práce*. [online]. Brno: 2008. dostupné z URL: < <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/9606> >
- [21] CHARVÁTOVÁ, H., JANÁČOVÁ, D. *Vybrané statě z procesního inženýrství: cvičení 8*. [online]. Zlín: 2013. UTB ve Zlíně, dostupné z URL: <[http://www.utb.cz/file/42317\\_1\\_1/](http://www.utb.cz/file/42317_1_1/).>
- [22] KUNO, Z. *Tepelné izolácie a meranie tepelných ztrát*. Praha> 1963, SNTL.
- [23] Neužil L., Míka V. *Chemické inženýrství I*. Praha: 1998. VŠCHT Praha.
- [24] ŠIKULA, O. *Manuál k softwaru CalA*. Brno: 2009. Tribun EU s. r. o., ISBN 978-80-7399-879-0. Dostupné z: <[http://www.researchgate.net/publication/47124995\\_Manul\\_k\\_softwaru\\_CalA\\_](http://www.researchgate.net/publication/47124995_Manul_k_softwaru_CalA_)>
- [25] ŠIKULA, O. *Softwaru CalA 3*. [online] Brno: 2011. Tribun EU s. r. o., Dostupné z: [http://www.researchgate.net/publication/255969215\\_CalA\\_3\\_manual](http://www.researchgate.net/publication/255969215_CalA_3_manual)>
- [26] VOJKŮVKOVÁ, P. *Kondenzace vodní páry ve směšovací komoře*. In: SVOČ 2013 XIV. Ročník soutěže stavebních fakult České a Slovenské republiky. VUT v Brně, 16. května 2013, s. 15.

## Seznam použitých měřicích přístrojů

Měření teploty a vlhkosti vzduchu ve směšovací komoře

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
<b>Datalogger</b>	<b>S3121</b>	Commet	2	<i>t</i>	-30 až +105°C, 0 až 100% RH	±0,4°C od -30 do +80 °C; ±2,5°RH od 5% do 95% při 23°C
<b>Datalogger</b>	<b>S0141</b>	Commet	1	<i>t</i>	-90 až +260 °C	±0,2°C od -50 do 100 °C

Měření hustoty

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
<b>Laboratorní váha</b>	<b>PB1502-S</b>	METTLER TOLEDO	1	<i>m</i>	0,5 g až 1510 g	±0,01 g

Měření měrné tepelné kapacity (měření 1 na PŘF MU)

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
<b>Laboratorní váha</b>	<b>KPZ 2-05-4</b>	K+PZ	1	<i>m</i>	max 310 g	±0,01 g
<b>ALMEMO</b>	<b>2890-9</b>	Ahlborn	1	<i>t</i>	-	-
<b>Termočlánek NiCr-Ni</b>	<b>ZA 9020-FS Thermo E4</b>	Ahlborn	1	<i>t</i>	-200 až 1370°C	±0,05 K nebo 0,05%

Měření měrné tepelné kapacity (měření 2 na FAST VUT)

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
<b>Laboratorní váha</b>	<b>PB1502-S</b>	METTLER TOLEDO	1	<i>m</i>	0,5 g až 1510 g	±0,01 g
<b>ALMEMO</b>	<b>2590</b>	Ahlborn	1	<i>t</i>	-	-
<b>Termočlánek NiCr-Ni</b>	<b>ZA 9020-FS Thermo E4</b>	Ahlborn	1	<i>t</i>	-200 až 1370°C	±0,05 K nebo 0,05%

Měření součinitele tepelné vodivosti

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
ALMEMO	2890-9	Ahlborn	1	$t$	-	-
Termočlánek NiCr-Ni	ZA 9020-FS Thermo E4	Ahlborn	6	$t$	-200 až 1370°C	±0,05 K nebo 0,05%
Destička na měření tepelného toku	ZA 9007-FS Norm E5	Ahlborn	2	$q$	není známo	není známo
Topná samolepící fólie	TF-C189216	není známo	1	$A$	12 V	není známo
Napájecí adaptér	není známo	není známo	1	$P$	3,6 W	není známo

Měření chlazení kečpu konvekčním proudem

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
ALMEMO	5690-2	Ahlborn	1	$t, v$	-	-
Vrtulkový anemometr	FVA915S120	Ahlborn	1	$v$	0,4 až 20 m·s <sup>-1</sup>	±1% z rozsahu nebo ±1,5% z měřené hodnoty
Termočlánek NiCr-Ni	ZA 9020-FS Thermo E4	Ahlborn	6	$t$	-200 až 1370°C	±0,05 K nebo 0,05%

Měření chlazení kečpu ponorem vevodě

Záznamník/ústředna, čidlo	Typ	Výrobce	Počet	Měřená veličina	Měřicí rozsah	Přesnost
ALMEMO	2890-9	Ahlborn	1	$t, v$	-	-
Termočlánek NiCr-Ni	ZA 9020-FS Thermo E4	Ahlborn	6	$t$	-200 až 1370°C	±0,05 K nebo 0,05%



## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	plocha [m <sup>2</sup> ]
$c$	měrná tepelná kapacita [J/kgK]
$D$	útlum akustického výkonu [dB]
$d$	průměr m
$\Delta p$	tlaková ztráta [Pa]
$f$	frekvence [Hz]
$h$	měrná entalpie [kJ/kg]
$h$	výška slunce nad obzorem [°]
$I$	sluneční radiace [W/m <sup>2</sup> ]
$l$	délka [m]
$L$	hladina akustického tlaku a výkonu [dB]
$L_p$	hladina akustického výkonu [dB]
$m$	měrný hmotnostní tok [kg/s]
MaR	měření a regulace
$n$	počet osob [osoba]
$O$	objem [m <sup>3</sup> ]
$p$	tlak [Pa]
$Q$	směrový součinitel [-]
$Q_l$	tepelná zátěž [W]
$Q_z$	tepelná ztráta [W]
$r$	poloměr [m]
$R$	tepelný odpor [K m <sup>2</sup> /W]
$s$	stínící součinitel [-]
$S$	plocha; průřez [m <sup>2</sup> ]

$t_e$	teplota exteriéru [°C]
$t_i$	teplota interiéru [°C]
$t_p$	teplota přiváděného vzduchu [°C]
$U$	součinitel prostupu tepla [W/m²K]
$V_p$	objem přiváděného vzduchu [m³]
$V_o$	objem odváděného vzduchu [m³]
VZT	vzduchotechnická
$x$	měrná vlhkost [kg/kg]
$y$	dávka vzduchu [m³/h]
$Z$	tlaková ztráta [Pa]
$\gamma$	azimutový úhel stěny [°]
$\delta$	sluneční deklinace [°]
$\xi$	součinitel vřazeného odporu [-]
$\lambda$	součinitel tepelné vodivosti [W/mK]
$\rho$	objemová hmotnost [kg/m³]
$\varphi$	relativní vlhkost vzduchu [%]
$\psi$	časové zpoždění [h]
$\alpha$	sluneční azimut [°]

## Seznam příloh

- |             |  |
|-------------|--|
| Výkres č. 1 | Půdorys 1 NP, M 1:100                          |
| Plakát č. 1 | Kondenzace vodní páry ve směšovací komoře      |
| Plakát č. 2 | Posouzení možnosti vzduchového chlazení kečupu |